

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

**Návrh metodiky pro řešení  
pevnostních prvků interiéru kolejového  
vozidla**

Proposal of Solution Methodology for  
Structural Parts of Rail Vehicle Interior

Student: Bc. Radek Páleník

Osobní číslo: PAL0159

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Poruba, Ph.D.

Ostrava 2020

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Páleník**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Návrh metodiky pro řešení pevnostních prvků interiéru kolejového vozidla**  
**Proposal of Solution Methodology for Structural Parts of Rail Vehicle Interior**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Popište elektrickou regionální jednotku s vozovou skříní z hliníkové slitiny a uveďte její základní parametry a požadavky na ni kladené,
2. Navrhněte možnosti upevnění definované součásti interiéru kolejového vozidla,
3. Identifikujte a klasifikujte namáhání definované součásti,
4. Proveďte návrh optimálního tvaru a rozměrů vybraného pevnostního prvku upevnění definované součásti,
5. Proveďte MKP pevnostní kontrolu,
6. Vytvořte zástavbový výkres navrženého konstrukčního uzlu.

Seznam doporučené odborné literatury:

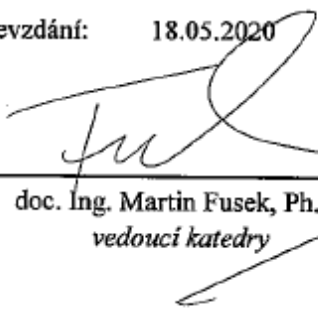
- [1] COOK, Robert D. *Finite element modeling for stress analysis*. Vyd. 1. Hong Kong: John Wiley, 1995, 320 s. ISBN 04-711-0774-3.  
[2] ANSYS® *Academic Teaching Advanced, Release R19.2, help system*, ANSYS, Inc.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Poruba, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

  
doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020.

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.

.....

Podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PÁLENÍK, R. *Návrh metodiky pro řešení pevnostních prvků interiéru kolejového vozidla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2020, 81 s. Vedoucí práce: Poruba, Z.

Diplomová práce se zabývá metodikou návrhu upevnění zádržné tyče v kolejovém vozidle. Nejprve jsou z funkčního hlediska navrženy možnosti dolního a horního upevnění zádržné tyče k hrubé stavbě elektrické regionální jednotky. Na základě příslušné normy je navržena velikost, směr a působíště provozních sil působících na zádržnou tyč. Následně jsou provedeny topologické optimalizace držáku nad stropem. Na základě výsledků topologických optimalizací jsou navrženy čtyři různé typy držáků a po porovnání jejich hmotností a nákladů na výrobu jsou doporučeny dva nejvhodnější typy. V závěru práce jsou navržené typy dolního a horního upevnění zádržné tyče staticky pevnostně zkontrolovány a dva nejvhodnější typy upevnění jsou zejména rozměrově optimalizovány, aby pevnostně vyhovovaly. Výsledný pevnostně vyhovující návrh upevnění zádržné tyče je dokumentován v příloze diplomové práce.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

PÁLENÍK, R. *Proposal of Solution Methodology for Structural Parts of Rail Vehicle Interior: Master Thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2020, 81 p. Thesis head: Poruba, Z.

Master thesis is dealing with a methodology of fixing design of a retaining rod in a rolling stock. First of all, possibilities of lower and upper fixing of the retaining rod to the structure of an electric regional unit are designed from a functional point of view. On the basis of a relevant standard, a size, direction and location of operating forces acting on the retaining rod are proposed. Subsequently, topology optimizations of an above ceiling holder are performed. Based on results of the topology optimizations, four different holder types are designed and after comparing their weights and production costs, two most suitable types are recommended. At the end of the thesis, the designed lower and upper fixing types of the retaining rod are statically checked for strength and the two most suitable fixing types are mainly dimensionally optimized to suit the strength. The resulting strength-satisfying design of the retaining rod fixing is documented in the master thesis appendix.

# Obsah

<b>Seznam použitých značek a zkratk</b> .....	<b>8</b>
<b>Úvod</b> .....	<b>9</b>
<b>1 Elektrická regionální jednotka</b> .....	<b>10</b>
1.1 Hrubá stavba vozové skříně.....	10
<b>2 Návrh upevnění zádržné tyče</b> .....	<b>13</b>
2.1 Možnosti dolního upevnění .....	15
2.2 Možnosti horního upevnění .....	19
<b>3 Návrh zatížení zádržné tyče</b> .....	<b>23</b>
3.1 Velikost provozních sil.....	23
3.2 Směr provozních sil.....	25
3.3 Působíště provozních sil .....	26
<b>4 Návrh optimálního držáku nad stropem</b> .....	<b>30</b>
4.1 Topologická optimalizace .....	30
4.2 Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů držáku .....	37
4.2.1 Držák jako odlitek.....	37
4.2.2 Upevnění držáku k C-drážce .....	38
4.2.3 Držák z trubek.....	39
4.2.4 Statická kontrola držáku z trubek .....	39
4.2.5 Držák z ohýbaných plechů .....	49
4.2.6 Držák vyrobený 3D tiskem z hliníkové slitiny.....	51
4.3 Zhodnocení navržených variant držáků .....	54
<b>5 Statická kontrola upevnění zádržné tyče</b> .....	<b>55</b>
5.1 Statická kontrola dolního upevnění sevřením.....	55
5.2 Statická kontrola dolního upevnění vzepřením .....	63
5.3 Zhodnocení návrhů dolního upevnění.....	65
5.4 Statická kontrola horního upevnění půlkruhovými svorkami .....	66
5.5 Statická kontrola horního upevnění svorkami s přírubami.....	71
5.6 Zhodnocení návrhů horního upevnění.....	76

<b>6</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>77</b>
<b>7</b>	<b>Poděkování .....</b>	<b>79</b>
<b>8</b>	<b>Citace .....</b>	<b>80</b>
<b>9</b>	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>81</b>

## Seznam použitých značek a zkratek

Značka	Význam	Jednotka
$a$	Zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$A_x$	Složka síly A ve směru osy x	N
$A_y$	Složka síly A ve směru osy y	N
$A_z$	Složka síly A ve směru osy z	N
$B_x$	Složka síly B ve směru osy x	N
$B_y$	Složka síly B ve směru osy y	N
$B_z$	Složka síly B ve směru osy z	N
$E$	Modul pružnosti v tahu	MPa
$F$	Síla	N
$g$	Tíhové zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
$J_z$	Moment setrvačnosti plochy průřezu nosníku k ose z	$\text{mm}^4$
$k_p$	Koeficient vyjadřující násobek hmotnosti člověka	-
$k_{Re}$	Koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu	-
$l_1$	Délka dolního úseku nosníku	m
$l_2$	Délka horního úseku nosníku	m
$m$	Hmotnost	kg
$M(x_1)$	Průběh ohybového momentu na dolním úseku	Nm
$M(x_2)$	Průběh ohybového momentu na horním úseku	Nm
$M_d$	Reakční moment v dolním vetknutí	Nm
$M_h$	Reakční moment v horním vetknutí	Nm
$m_o$	Hmotnost 1 osoby	kg
$n$	Počet osob	-
$R_{dy}$	Reakce v dolním vetknutí ve směru osy y	N
$R_{hy}$	Reakce v horním vetknutí ve směru osy y	N
$u_y$	Posuv ve směru osy y	m
$x_1$	Délková souřadnice dolního úseku nosníku	m
$x_2$	Délková souřadnice horního úseku nosníku	m

Zkratka	Význam
angl.	anglicky
MKP	metoda konečných prvků
TO	topologická optimalizace
3D	prostorový



## Úvod

Interiér kolejového vozidla je tvořen prvky, se kterými mohou přijít do kontaktu cestující. Jedná se o zevnitř viditelné prvky, které by měly působit příjemným vizuálním dojmem. Část interiéru tvoří nepevnostní prvky (např. vnitřní obložení, kryty), které jsou namáhány jen zanedbatelným zatížením, a proto jejich návrh není nutné podložit pevnostním výpočtem. Interiér obsahuje ale také pevnostní prvky (např. různé držáky a upevnění sedadel, polic či zádržných tyčí), které jsou namáhány významným zatížením, a proto jejich návrh musí být podložen pevnostním výpočtem.

Mezi pevnostní prvky interiéru kolejového vozidla se řadí zádržné tyče spolu se svým upevněním, které je předmětem řešení v této práci. Při provozu kolejového vozidla zádržná tyč poskytuje cestujícím pevný bod k chycení a zajištění jejich stability. Vlivem silového působení cestujících, kteří se při provozu kolejového vozidla zádržné tyče drží, dochází k jejímu značnému silovému namáhání. Aby zádržná tyč pro cestující zajistila pevný bod k chycení, je potřeba navrhnout její upevnění k hrubé stavbě kolejového vozidla (tj. jeho kostra) tak, aby spolehlivě přeneslo její značné zatížení.

Práce je vypracována pro společnost Siemens Mobility, s.r.o. a uvažuje se v ní zádržná tyč, která se táhne od podlahy až ke stropu interiéru kolejového vozidla. Cílem je návrh a následná pevnostní kontrola inovativních možností upevnění zádržné tyče. Při návrhu součástí upevnění je kladen důraz na jejich jednoduchou a finančně dostupnou vyrobitelnost. Zádržná tyč se nahoře upevňuje do držáku nad stropem, u kterého je kladen požadavek na vysokou pevnost a zároveň nízkou hmotnost. Práce by měla ukázat různé možnosti provedení držáku nad stropem, jehož tvar vychází z výsledku topologické optimalizace, a poskytnout tak konstruktérům návod pro návrh držáků podobných zádržných tyčí.

# 1 Elektrická regionální jednotka

Elektrické regionální jednotky jsou vlaky, které jsou tvořeny ucelenou sestavou vozů (např. 3) ve dvousměrném uspořádání a které slouží k přepravě osob mezi městy na relativně krátkou vzdálenost. Vzdálenost jejich stanic je v průměru jen asi 3 km. Pro rychlou a snadnou výměnu cestujících jsou regionální jednotky vybaveny mnoha širokými dvoukřídlými dveřmi, které dohromady zabírají asi 10 % délky bočnice celé jednotky [1]. Příklad elektrické regionální jednotky je na Obr. 1.1.

Elektrické regionální jednotky jezdí, stejně jako dálkové vlaky, po tratích, kde je maximální rychlost omezena na 160 km/h. Cestovní rychlost je ale kvůli mnoha zastávkám jen přibližně  $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Přibližně 2/3 dvojkolí jsou hnané. Jako provozní brzda se používá brzda elektrodynamická (přednostně rekuperační) a pneumatická třecí. Pro nouzové brždění se navíc používá brzda elektromagnetická kolejnicová. Měrný výkon bývá přibližně  $12 \text{ kW} \cdot \text{t}^{-1}$ , rozjezdové zrychlení kolem  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , zábrzdné zpomalení nouzové brzdy kolem  $1,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . U elektrických regionálních jednotek je kladen požadavek na velmi nízkou hmotnost v přepočtu na sedadlo, která se obvykle pohybuje kolem 0,5 t, přičemž vozová skříň musí mít dostatečně pevnou konstrukci [1].



Obr. 1.1 – Elektrická regionální jednotka Trans Regio [1]

## 1.1 Hrubá stavba vozové skříně

Hrubá stavba vozové skříně slouží jako kostra a nosič dílů pro veškeré další vnější a vnitřní vybavení a zároveň veškerý náklad a zatížení. V některých případech vytváří i vnější plášť kolejového vozidla. Je uložena na podvozcích vozidla a všeobecně se skládá ze spodku skříně s místem pro připojení spřáhovacího a nárazecího ústrojí, bočnic, střechy, čel a hlavového modulu (v případě koncových vozů). Hrubá stavba by měla být flexibilní, aby umožnila připojení různých druhů vybavení [1].

Hrubá stavba vozové skříně vlaku bývá nejčastěji vyrobena z oceli nebo slitin hliníku. V současné době se používají 3 základní typy konstrukcí hrubých staveb: diferenciální, integrální a hybridní.

### **Diferenciální stavba**

Diferenciální stavba je charakteristická tím, že části skříně jsou tvořeny velkým množstvím navzájem svařených nebo sešroubovaných elementů (např. sloupky, vodorovné a příčné výztuhy). Diferenciální stavba může být z oceli nebo slitin hliníku, ale častěji se pro ni používá ocel, která je pro ruční svařování vhodnější [2]. Příklad diferenciální stavby je na Obr. 1.2.



Obr. 1.2 – Diferenciální ocelová hrubá stavba [1]

### **Integrální stavba**

Integrální stavba je charakteristická tím, že části skříně jsou svařeny z několika málo protlačovaných hliníkových profilů, které se táhnou po celé délce vozu. Do dlouhých hliníkových profilů jsou pak vyřezávány otvory, např. pro okna. Výhodou protlačovaných hliníkových profilů je, že už obsahují integrované C-drážky, které slouží pro upevnění zařízení interiéru a nemusí se dodatečně navařovat jako v případě diferenciální stavby [2]. Příklad integrální stavby je na Obr. 1.3.



Obr. 1.3 – Integrální hliníková hrubá stavba [1]

### **Hybridní stavba**

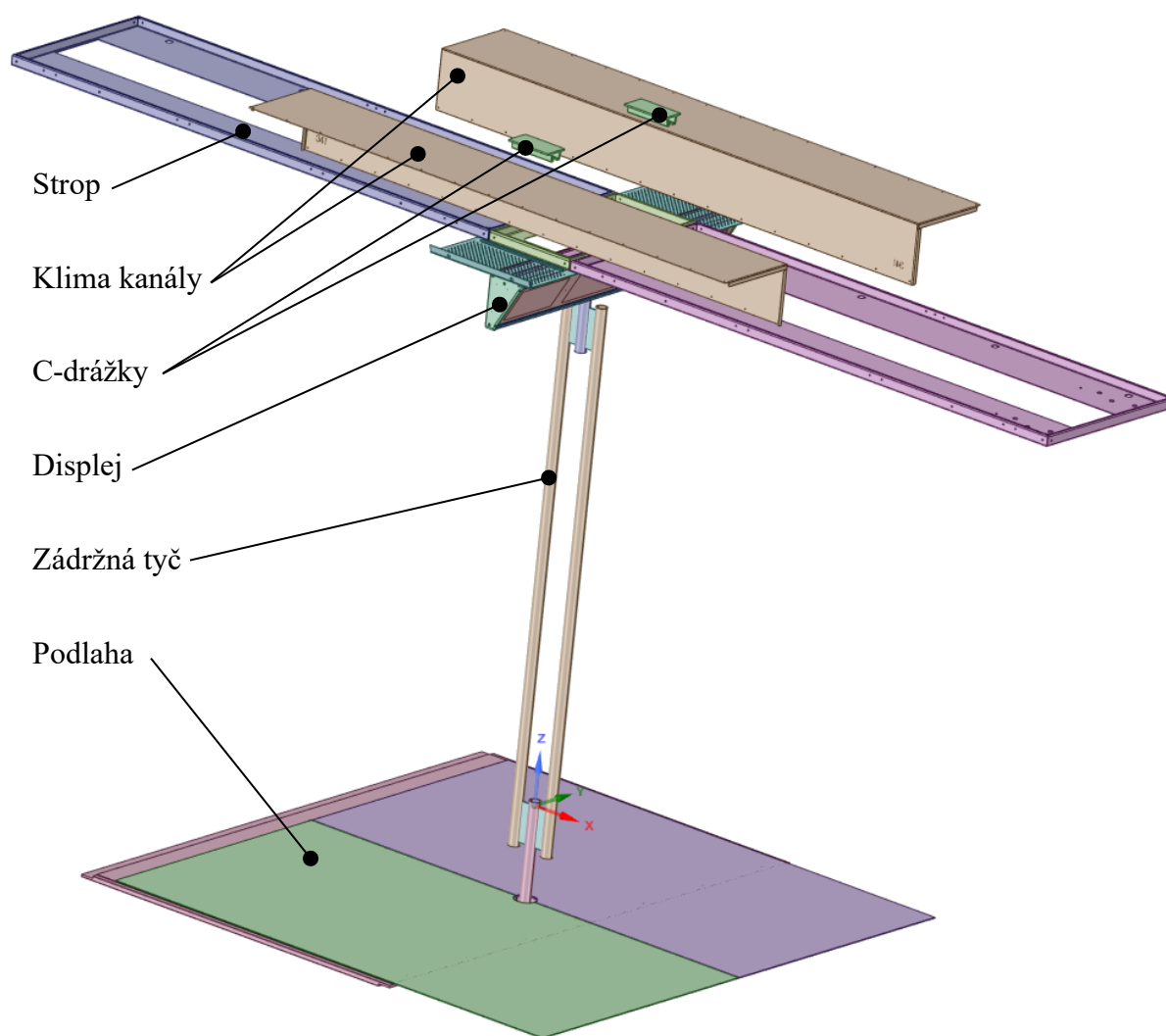
Hybridní stavba je tvořena z částí z různých materiálů. Jedná se o nejnovější způsob konstrukce hrubých staveb, kdy se využívá specifických vlastností materiálů [2].

V dalším textu bude uvažována elektrická regionální jednotka s integrální hrubou stavbou vozové skříně z hliníkové slitiny.

## 2 Návrh upevnění zádržné tyče

Předmětem této kapitoly je návrh možných upevnění zádržné tyče z funkčního hlediska. Je uvažována zádržná tyč, která se táhne od podlahy až ke stropu. Takové zádržné tyče se běžně umísťují do nástupního prostoru naproti dveřím.

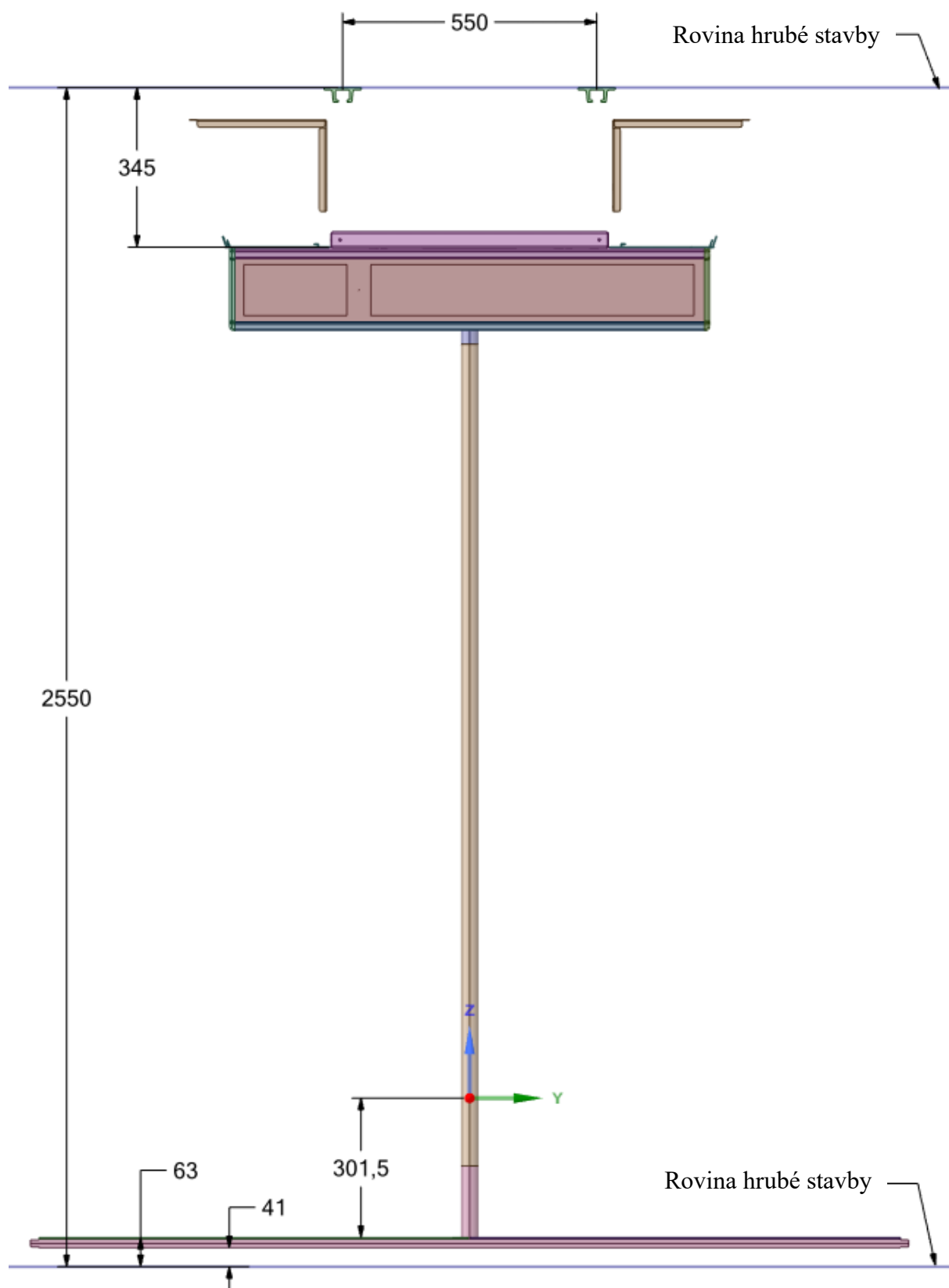
Na Obr. 2.1 je ukázán geometrický model zádržné tyče s okolím, který slouží v celé práci jako ilustrační případ. Tento model byl poskytnut společností Siemens Mobility, s.r.o. a podle výkresové dokumentace do něj byly domodelovány 2 C-drážky, které jsou ve skutečnosti integrovány ve střeše hrubé stavby. Zádržná tyč je ocelový svařenec složený ze 4 trubek vnějšího průměru 38 mm a tloušťky 5 mm a 4 obdélníkových plechů tloušťky 5 mm.



Obr. 2.1 – Model zádržné tyče s okolím – 3D pohled

Pro potřeby jednoznačného směrového popisu byl pro celou práci zaveden jednotný souřadnicový systém (viz Obr. 2.1) s počátkem ležícím na ose rotace prostředních trubek zádržné tyče ve výšce horní hrany dolních obdélníkových plechů zádržné tyče, což odpovídá vzdálenosti 301,5 mm nad podlahou. Podélný směr (tj. směr jízdy) odpovídá ose  $x$ , příčný směr odpovídá ose  $y$  a svislý směr odpovídá ose  $z$ .

V čelním pohledu na Obr. 2.2 jsou zakresleny základní rozměry řešené sestavy zádržné tyče s okolím a pomocí rovin jsou zobrazeny úrovně vnitřních stěn hrubé stavby.



Obr. 2.2 – Model zádržné tyče s okolím – čelní pohled [mm]



Jedním z cílů této práce je návrh optimálního tvaru a rozměrů držáku nad stropem, který propojí zatím prázdný stropní prostor mezi C-drážkami a horním koncem zádržné tyče. Rozměry držáku jsou zdola omezeny stropem, v příčném směru kryty klima kanálů a v podélném směru kvůli dalším komponentům stropního prostoru maximální délkou 156 mm, která odpovídá modelované délce C-drážek, které se táhnou po celé délce vozu (ve vyobrazeních jsou z důvodu přehlednosti znázorněny jen jejich části). Dále bude navrženo upevnění horního konce zádržné tyče k držáku nad stropem a upevnění dolního konce zádržné tyče k hrubé stavbě pod podlahou.

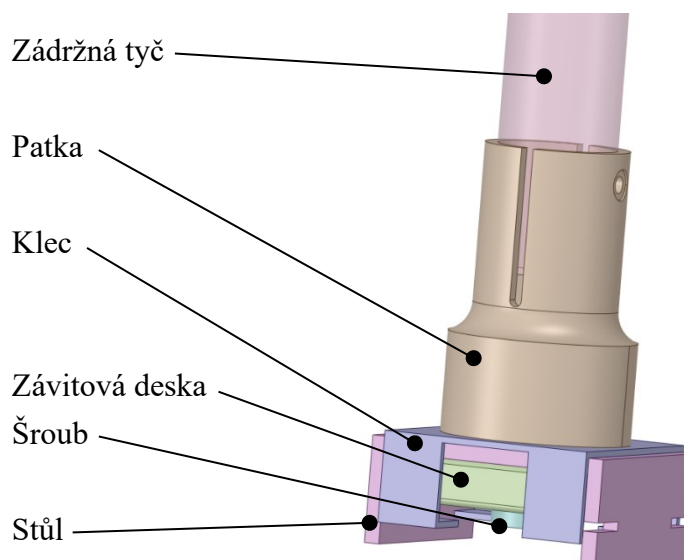
Současné provedení držáku nad stropem a obou upevnění zádržné tyče nebudou v této práci uvedeny, protože se jedná o firemní tajemství. Ani autorovi této práce nebylo současné provedení na začátku známo, aby jím nebyl při návrhu ovlivněn a mohl přijít s inovativním řešením.

## 2.1 Možnosti dolního upevnění

Aby nové řešení upevnění mohlo být reálně použito, musely být stanoveny požadavky z hlediska funkčnosti, které jsou na něj kladeny. Kvůli přenosu relativně velkých zatížení by dolní upevnění zádržné tyče mělo být pevně spojeno až se spodkem hrubé stavby a podlahou by mělo jen procházet. Na spodku hrubé stavby nejsou C-drážky jako na střeše, a proto je tam nutné podobný prvek navařit. Upevnění musí být rozebíratelné a kvůli výrobním tolerancím hrubé stavby je nutné, aby se dalo upevnění při montáži nastavit v podélném a příčném směru o  $\pm 5$  mm. Pokud v horním upevnění bude zabráněno protáčení ve spojení se zádržnou tyčí při jejím namáhání krutem, pak není nutné zabránit protáčení i v dolním upevnění, protože zádržná tyč má sama o sobě dostatečnou torzní tuhost. Dále jsou kladeny požadavky na vzhled. To znamená, že viditelné prvky upevnění nad podlahou by měly být co nejmenších rozměrů. Obvykle se upevnění nad podlahou schovává pod např. plastový kryt, aby pro pasažéry nebyly viditelné ani přístupné šroubové spoje zajišťující pevnost upevnění. Dále je potřeba zabránit možnému vniknutí kapalin kolem upevnění pod podlahu. K tomu většinou slouží různá těsnění (např. O-kroužky), která lze s výhodou integrovat do kytu. V neposlední řadě je potřeba myslet na snadnou vyrobiteľnosť jednotlivých součástí upevnění.

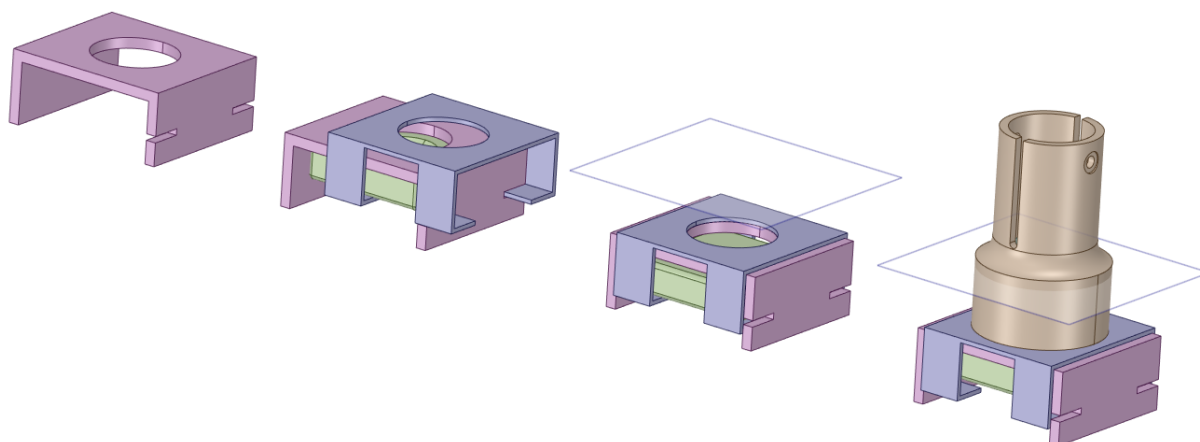
Nejprve bylo potřeba vymyslet část dolního upevnění, která má být pod podlahou. Tato část musí zajišťovat možnost nastavení v podélném a příčném směru a po nasunutí podlahy nad ní musí být umožněno utažení šroubového spojení s přístupem jen z jedné strany.

Na Obr. 2.3 je vidět navržené řešení dolního upevnění, které výše uvedené požadavky splňuje. Jednotlivé součásti upevnění budou v dalších kapitolách ještě upravovány, aby vyhovovaly pevnostně a byly snadno vyrobiteľné. Nicméně uvedený princip vzájemného uložení jednotlivých součástí bude zachován.



Obr. 2.3 – Součásti dolního upevnění

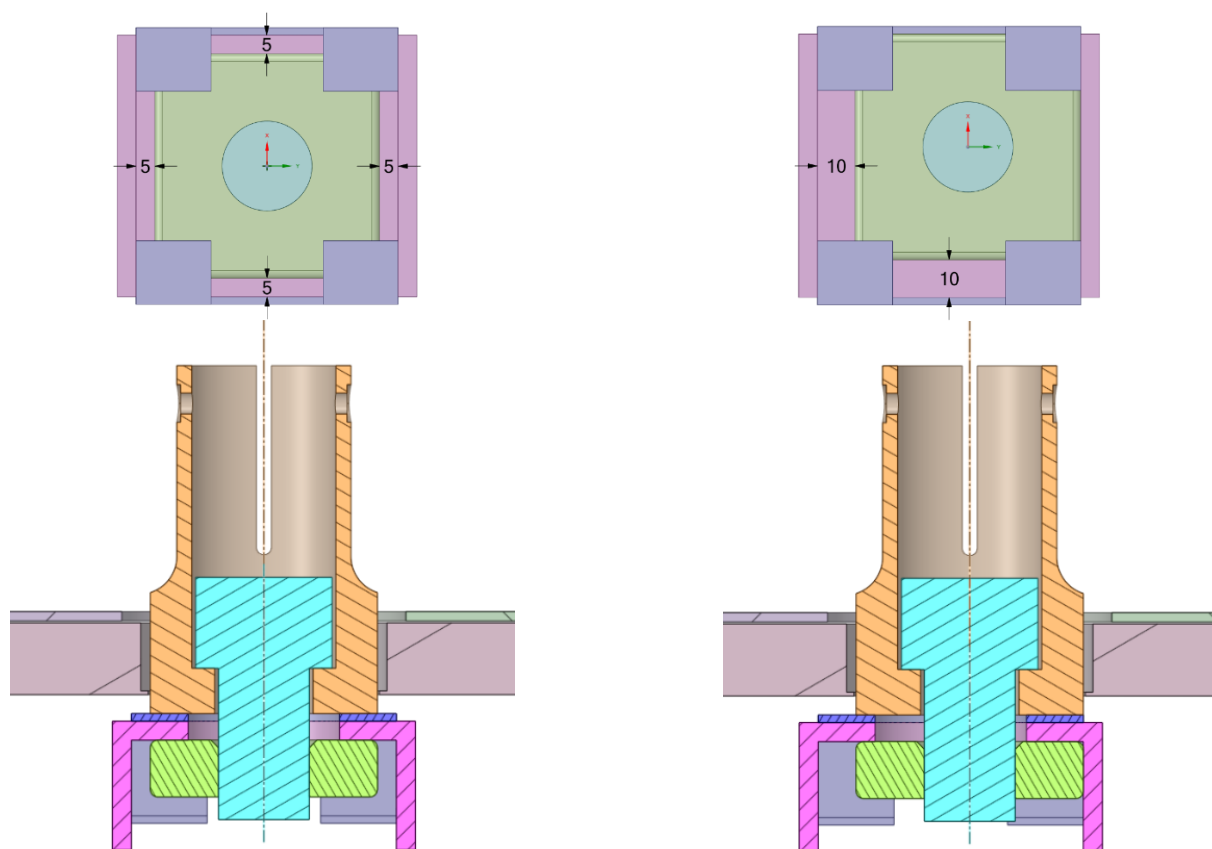
Tvarování a účel jednotlivých součástí dolního upevnění je zřejmý z montážního postupu na Obr. 2.4. Před začátkem montáže je stůl dole přivařen ke spodku hrubé stavby. Při montáži se nejprve vloží do stolu závitová deska a přitiskne se směrem nahoru ke stolu. Následně se drážkami na boční straně stolu nasune klec, která se vlivem vlastní tíhy a tíhy volné závitové desky usadí směrem dolů. Díky působení tíhové síly nemůže dojít k samovolnému sesunutí klece ze stolu, a přitom klec není nutno ke stolu přišroubovávat. V tomto stavu je umožněn posuv závitové desky v podélném i příčném směru o maximálně  $\pm 5$  mm a může se nasunout podlaha, jejíž horní plochu reprezentuje na obrázku rovina. Po nasunutí podlahy se otvorem v podlaze nad stolem prostrčí patka, která se shora upevní pomocí šroubu ke stolu. Šroub se zašroubuje do závitové desky, která se díky svému čtvercovému průřezu ve čtvercové drážce při utahování šroubového spoje jen ze strany patky neprotočí. Stůl bude kvůli snadné svařitelnosti s hrubou stavbou vyroben z hliníkové slitiny. Ostatní součásti dolního upevnění budou z konstrukční oceli.



Obr. 2.4 – Postup montáže dolního upevnění (rovina reprezentuje horní plochu podlahy)



Pro ještě lepší představu o tvarovém řešení upevnění je na Obr. 2.5 ukázán pohled zdola a osový řez spojením, a to ve jmenovité poloze a při maximálním možném posunutí stolu s klecí vlivem výrobních nepřesností hrubé stavby.

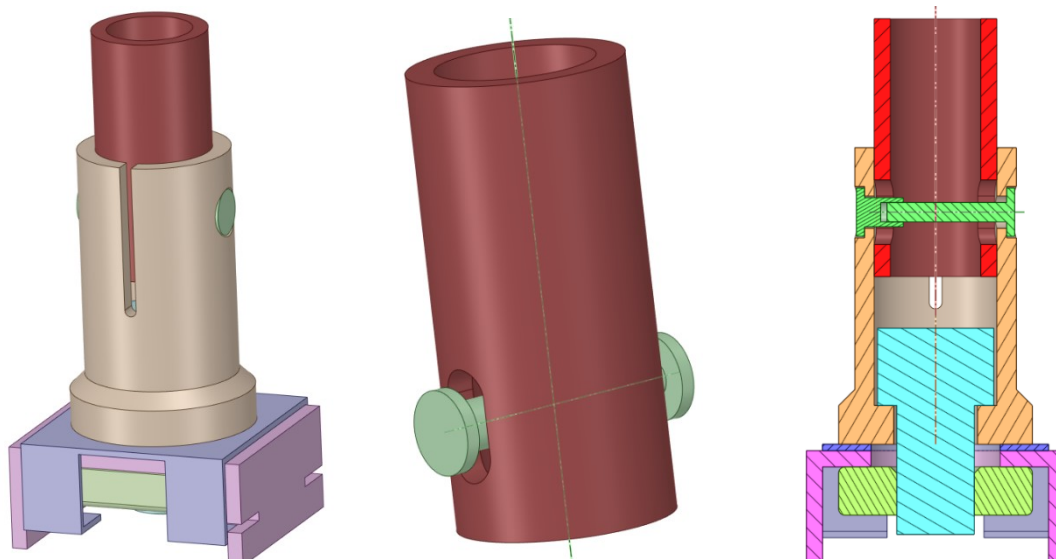


Obr. 2.5 – Vlevo: jmenovité uložení; vpravo: uložení při maximálním možném posunutí stolu s klecí v obou osách [mm]

Část dolního upevnění pod podlahou je tímto principiálně vyřešena. Nyní zbývá navrhnout možnosti spojení zádržné tyče s patkou. Aby část dolního upevnění nad podlahou byla co nejmenších rozměrů, šroub zajišťující spojení se stolem je schován uvnitř patky, což vede na trubkovitý horní konec patky. Pro rozebíratelné spojení dvou trubek (tzn. dolní části zádržné tyče a horní části patky) se nabízí spojení sevřením, vzepřením a pouhým vsunutím nebo nasunutím.

### Spojení sevřením

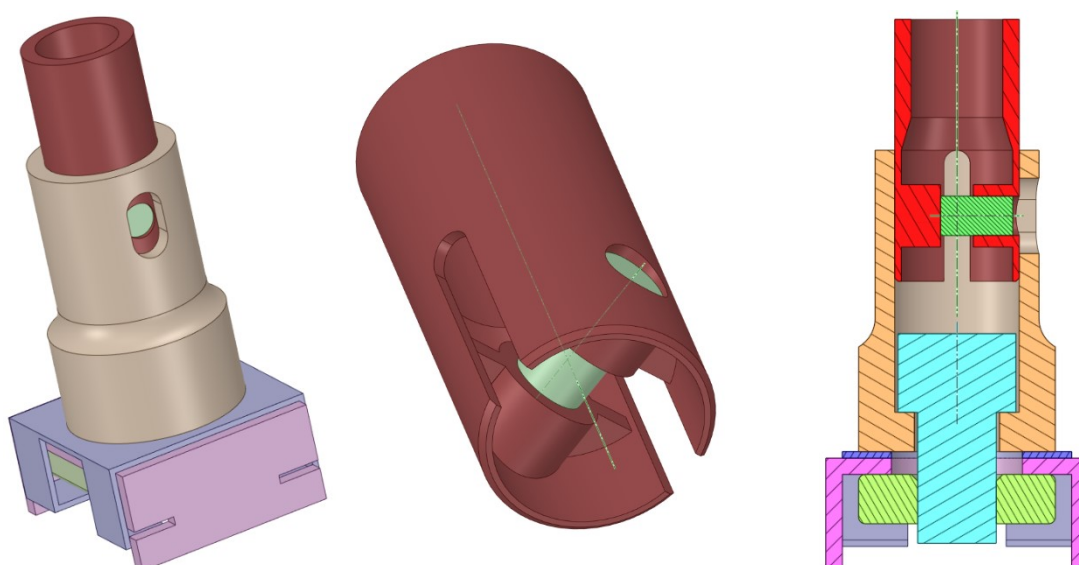
Princip spojení sevřením je naznačen na Obr. 2.6. Horní část patky je v jedné osově rovině naříznutá, aby mohla být ve směru kolmém k této rovině snadněji deformovatelná při sevření šroubem. V dolní části zádržné tyče jsou 2 oválné díry kvůli umožnění nastavení vzájemné polohy trubek ve svislém směru. V důsledku sevření trubek šroubem by nemělo docházet k jakémukoliv relativnímu pohybu v jejich spojení, tedy ani k protočení zádržné tyče při namáhání krutem.



Obr. 2.6 – Princip spojení sevřením

### Spojení vzepřením

Princip spojení vzepřením je naznačen na Obr. 2.7. Patka v tomto případě neobsahuje naříznutí, ale jen jednu oválnou drážku kvůli umožnění nastavení vzájemné polohy trubek ve svislém směru. Dolní část zádržné tyče má poměrně složitý tvar a prvky uvnitř trubky by se do ní musely navařit. V důsledku utahení stavěcího šroubu (na Obr. 2.7 vyznačen zeleně) dojde ke vzepření dolní části zádržné tyče v patce a díky tomu by nemělo docházet k jakémukoliv relativnímu pohybu ve spojení trubek, tedy ani k protočení zádržné tyče při namáhání krutem. Pokud by se stavěcí šroub v oválné drážce patky přikryl např. plastovým víčkem a dolní část patky by se nad podlahou rozšířila tak, aby zakrývala díru v podlaze kolem dolního upevnění, nebylo by potřeba krytu. Cenou za tuto výhodu by byla složitější a nákladnější výroba dolního konce zádržné tyče a patky.



Obr. 2.7 – Princip spojení vzepřením

## **Spojení pouhým vsunutím nebo nasunutím**

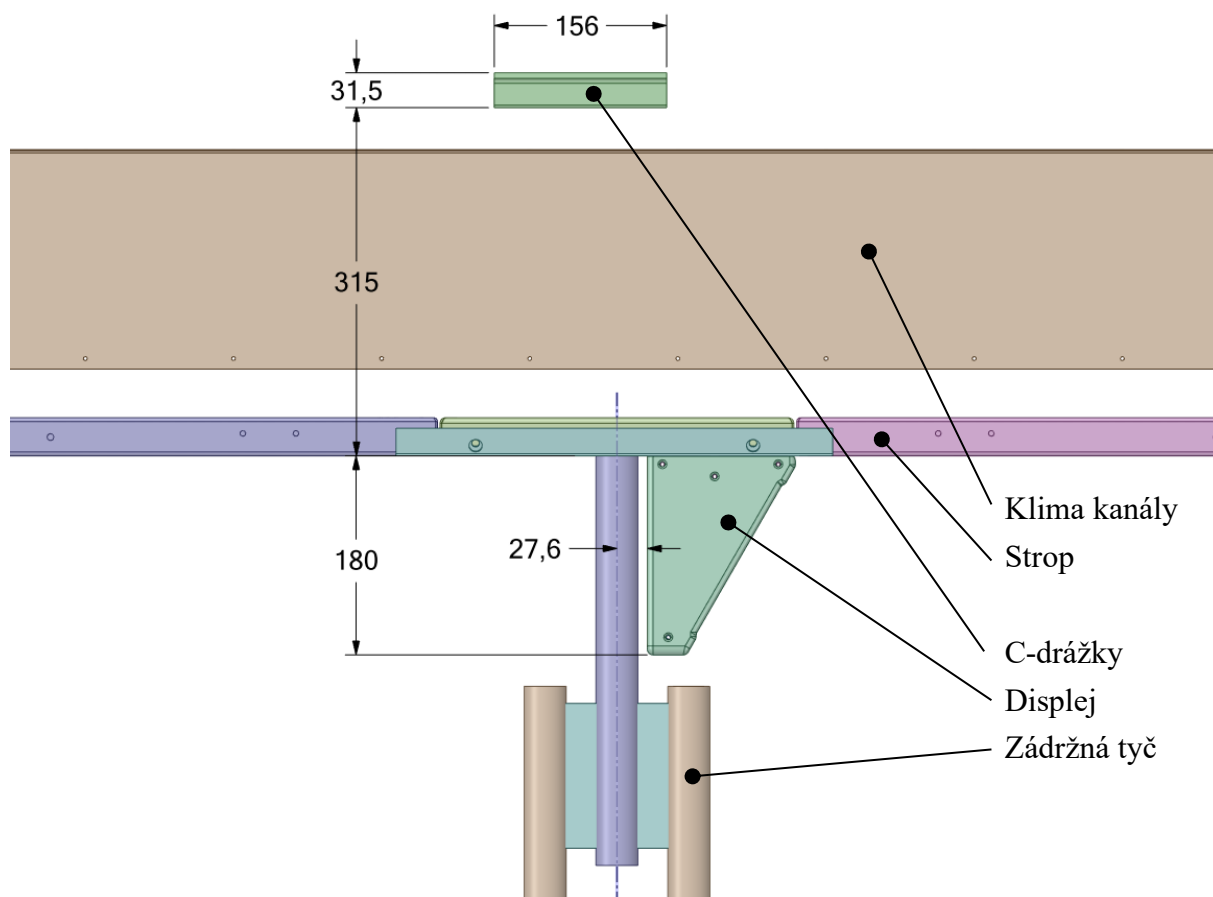
Spojení pouhým vsunutím dolního konce zádržné tyče do horního konce patky nebo spojení pouhým nasunutím dolního konce zádržné tyče na horní konec patky s menším vnějším průměrem jsou jednoznačně nejjednodušší řešení. Ve spojení nejsou potřeba šrouby, ale jen tenké válcové pouzdro z pružného materiálu (např. plastové) mezi ocelovými trubkami, aby nedocházelo k nárazům dvou volně uložených trubek. Spojení zabrání pouze relativnímu pohybu trubek ve směru normál k jejich válcovému povrchu. Proto je toto spojení použitelné pouze v kombinaci s dostatečně pevným horním upevněním zádržné tyče, které zádržné tyči zabrání protáčení a posuv ve svislém směru.

Spojení pouhým vsunutím nebo nasunutím se v praxi běžně používá a funguje. Proto bude dále v této práci uvažováno spojení trubek sevřením nebo vzepřením. V kapitole 5 bude funkčnost těchto dvou spojení ověřena pevnostním výpočtem a v případě potřeby budou zejména rozměrově optimalizována. Pokud spojení sevřením nebo vzepřením pevnostně vyhoví, bude alternativním řešením pro případy, kde spojení pouhým vsunutím nebo nasunutím není dostačující.

## **2.2 Možnosti horního upevnění**

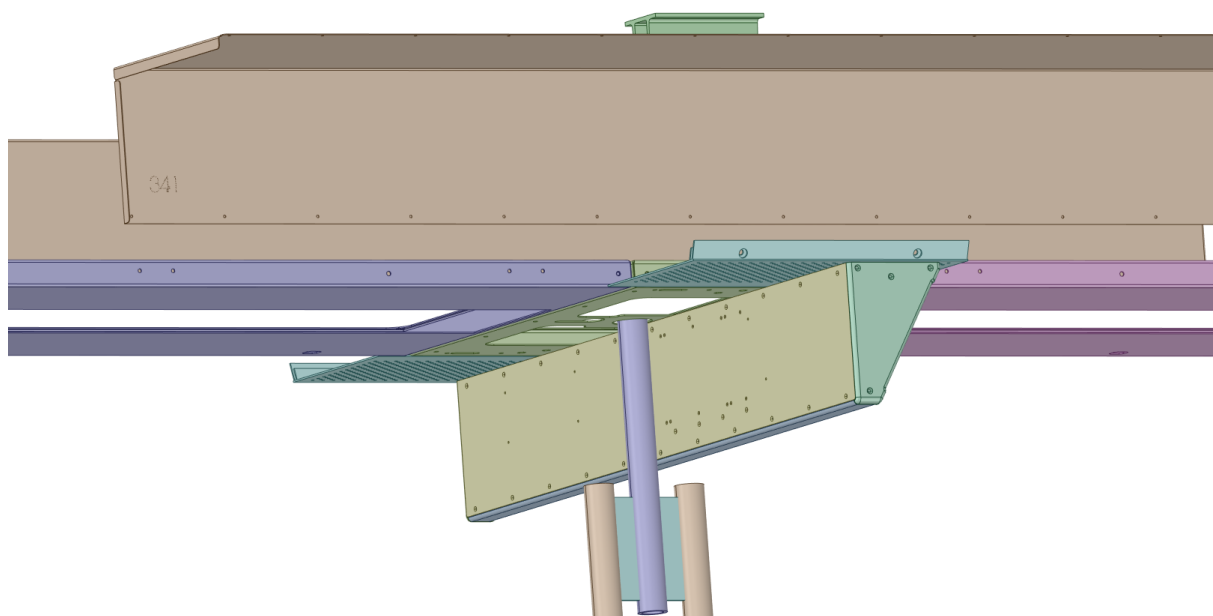
Nejprve byly stanoveny požadavky z hlediska funkčnosti, které jsou na horní upevnění kladeny. Horním upevněním je myšleno upevnění horního konce zádržné tyče k držáku nad stropem, který bude navržen později a který bude pevně spojen s C-drážkami, které jsou součástí střechy hrubé stavby, viz Obr. 2.8. Ani zádržná tyč, ani držák nad stropem a ani prvky jejich vzájemného spojení nesmí přijít do kontaktu se stropem. Upevnění musí být rozebíratelné a kvůli výrobním tolerancím hrubé stavby je nutné, aby se dala nastavit poloha zádržné tyče ve svislém směru v rozmezí  $\pm 10$  mm od jmenovitého uložení. Přičemž tato hodnota nastavitelnosti byla autorem práce rovnoměrně rozdělena mezi horní a dolní upevnění zádržné tyče. Takže horní i dolní upevnění musí umožnit nastavitelnost  $\pm 5$  mm ve svislém směru. Horní upevnění musí zabránit jakémukoliv relativnímu pohybu (včetně protáčení) ve spojení horního konce zádržné tyče s držákem.

Horní upevnění může být celé pod stropem a na rozdíl od dolního upevnění je až do vzdálenosti 180 mm od spodní plochy stropu ze všech stran zakryto displejem, který je v modelu na Obr. 2.8 a Obr. 2.9 pro lepší přehlednost jen z pravé strany zádržné tyče. Důsledkem je omezený prostor pro horní upevnění v podélném směru (vzdálenost osy zádržné tyče od displeje je jen 27,6 mm), ale prakticky neomezený prostor v příčném směru. Díky zakrytí displejem horní upevnění nepotřebuje další kryt a nejsou na něj kladeny požadavky na vzhled. V neposlední řadě je potřeba myslet na snadnou vyrobiteľnosť jednotlivých součástí upevnění.



Obr. 2.8 – Detail stropní části – pohled v příčném směru [mm]

Na Obr. 2.9 je vidět, že strop je tvořen panely z ohýbaného plechu tloušťky 1,5 mm a zádržná tyč prochází jeho kruhovým otvorem.



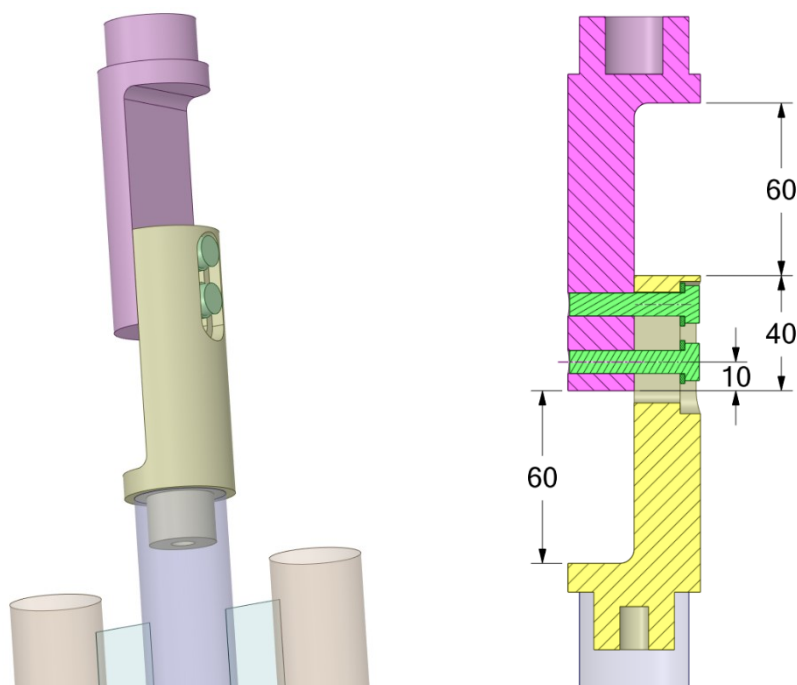
Obr. 2.9 – Detail stropní části – 3D pohled

Při návrhu možných horních upevnění je potřeba myslet na způsob montáže zádržné tyče ve vztahu k dolnímu upevnění. Všechny navržené typy dolního upevnění vyžadují při montáži

zádržnou tyč nejprve vložit do horního upevnění vystrčenu ve svislém směru a poté zasunout do patky o hodnotu navrženého překryvu trubek. Pokud bude hodnota překryvu trubek v dolním upevnění např.  $(45 \pm 5)$  mm, pak v případě hrubé stavby s nejmenším možným rozměrem v rámci výrobních tolerancí ve svislém směru bude potřeba zádržnou tyč zasunout směrem dolů o 50 mm a nahoře bude vystrčena o 10 mm vzhledem k poloze, kdy bude hrubá stavba vyrobena s největším možným rozměrem ve vertikálním směru a v obou upevněních bude minimální potřebný překryv spojovaných součástí. Kvůli zasunutí trubek v dolním upevnění se jmenovitým překryvem 45 mm a toleranci hrubé stavby ve svislém směru  $\pm 10$  mm je proto nutné umožnit vysunutí horní části zádržné tyče o minimálně 60 mm, viz Obr. 2.10. Následující možnosti horního upevnění jsou zobrazeny v poloze s nejmenším překryvem, který nastane v případě výroby hrubé stavby s maximálním možným rozměrem ve svislém směru.

### Upevnění půlkruhovými svorkami

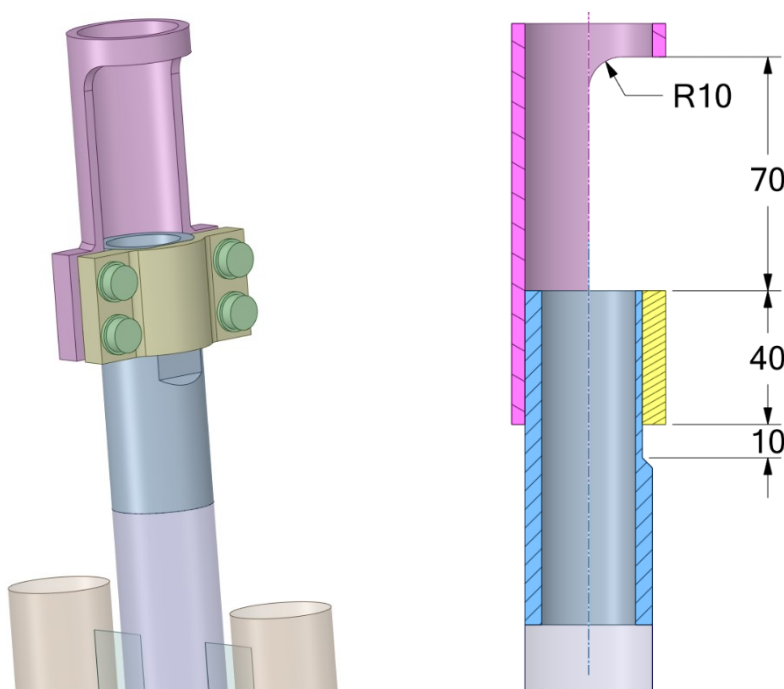
Princip upevnění svorkami půlkruhového průřezu je vidět na Obr. 2.10. Horní svorka (růžová) má 2 závitové díry. Dolní svorka (žlutá) má oválnou drážku pro šrouby kvůli výškové nastavitelnosti. Svorky jsou sevřeny pomocí dvou šroubů. Jedná se o běžný způsob spojení dvou trubek zádržných tyčí. Pokud je spojení viditelné pro cestující, zakryje se krytem, který má jen o trochu větší průměr, než je průměr zakrývaných tyčí a nepůsobí tak rušivým dojmem. Při nestandardní kombinaci s dolním upevněním se sevřením nebo vzepřením trubek je mezi svorkami nutná poměrně velká mezera, která spojení významně prodlužuje a pevnostně oslabuje.



Obr. 2.10 – Princip upevnění půlkruhovými svorkami [mm]

## Upevnění svorkami s přírubami

Princip upevnění svorkami s přírubami je vidět na Obr. 2.11. Horní svorka (růžová) je vyrobena z trubky se dvěma přivařenými přírubami a má cekem 4 závitové díry. Dolní svorka (žlutá) má 4 díry pro šrouby. K nastavení polohy ve svislém směru dochází vsunutím horního konce zádržné tyče. Pro spolehlivé zamezení protáčení ve svěrném spoji je horní konec zádržné tyče seříznut, čímž ve spojení vzniká tvarový styk. Výhodami tohoto typu upevnění oproti upevnění půlkruhovými svorkami jsou jeho kratší délka a využití horního konce zádržné tyče bez nutnosti navařování dolní svorky. Celé upevnění je potřeba natočit tak, aby příruby nezasahovaly do displeje.



Obr. 2.11 – Princip upevnění svorkami s přírubami [mm]

## Upevnění sevřením nebo vzepřením trubek

Horní upevnění sevřením nebo vzepřením trubek tak, jak jsou navržena v dolním upevnění, není kvůli nasazování trubky při montáži možné. Pro umožnění sevření nebo vzepření trubek i v horním upevnění by se musel změnit montážní postup. Zádržnou tyč by bylo potřeba nejprve zasunout do díry v podlaze, poté vsunout do trubky nahore, následně dole namontovat patku a pak do ní zádržnou tyč zasunout. Nevýhodou takového montážního postupu je možnost poškrábání viditelného povrchu horní části zádržné tyče a nutnost držení zádržné tyče o hmotnosti přibližně 20 kg ve vysunuté poloze po dobu montáže patky. Takový montážní postup není vhodný, a proto upevnění sevřením nebo vzepřením trubek nebude nahore dále uvažováno.

Uvažovaným materiálem všech součástí všech typů horního upevnění je ocel. Navržená řešení horního upevnění je potřeba zkontrolovat pevnostně a v případě potřeby je zejména rozměrově optimalizovat. To bude provedeno v kapitole 5. Navržené tvary horních upevnění vedou na trubkovité dolní zakončení držáku nad stropem.

### 3 Návrh zatížení zádržné tyče

Obecně při návrhu součástí je nutné respektovat požadavky příslušných norem a vyhlášek, které obvykle bývají uvedeny v zakázkové smlouvě. V případě zádržných tyčí se jedná zejména o britskou normu GM/RT2100 – Requirements for Rail Vehicle Structures [3], vyhlášku Mezinárodní železniční unie UIC 566 – Loadings of Coach Bodies and Their Components [4] a evropskou normu ČSN EN 12663-1+A1 – Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy) [5]. Konkrétně zádržným tyčím se normy do detailů nevěnují.

Z výše uvedených norem se zatížení zádržných tyčí předepisuje pouze v [3]. V kapitole 6.6.1.4. je uvedeno, že zádržné tyče musí odolat koncentrovanému kolmému zkušebnímu zatížení 1,7 kN, které může působit kdekoliv po délce zádržné tyče. Nic dalšího o zádržných tyčích už v této normě není. Nicméně základní informace v normě uvedeny jsou a na jejich základě bude navrženo zatížení zádržné tyče pro tuto práci.

Aby bylo možno navrhnout držák nad stropem, dolní a horní upevnění na základě pevnostní analýzy, je potřeba stanovit velikost, směr a působíště provozních sil, které působí na zádržnou tyč a přenáší se do jejího upevnění.

#### 3.1 Velikost provozních sil

Norma [3] předepisuje velikost provozní síly na zádržnou tyč o velikosti 1,7 kN. Zádržná tyč v této práci je složena ze dvou dlouhých trubek, které poskytují dvojnásobnou plochu pro úchop cestujících oproti jednoduché zádržné tyči z jediné trubky, která je pravděpodobně v normě uvažována. Proto bylo navrženo zatížení zádržné tyče dvěma provozními silami o velikostech 1,7 kN, kdy každá bude působit na jednu ze dvou dlouhých trubek zádržné tyče.

Lepší představu o velikosti navržené provozní síly poskytuje následující výpočet na základě vyhlášky [4] a normy [5]. Velikost síly  $F$  je podle druhého Newtonova pohybového zákona dána součinem hmotnosti  $m$  a zrychlení  $a$ , což lze pro výpočet síly, kterou cestující táhnou nebo tlačí na tyč, upravit do tvaru

$$F = m \cdot a = n \cdot m_o \cdot a \cdot k_p \cdot k_{Re} , \quad (3.1)$$

kde

$n$  [-] – počet osob,

$m_o$  [kg] – hmotnost 1 osoby (podle [4], kapitoly 2.1.1.1.1 lze uvažovat maximálně

$m_o = 100$  kg),

$a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] – zrychlení (násobky tíhového zrychlení  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ),

$k_p$  [-] – koeficient vyjadřující násobek hmotnosti člověka, kterým je schopen působit na tyč při poloze ruky pod různým úhlem (podle [4], přílohy 3 je při tahu ve směru kolmém k tyči  $k_p = 0,15$ , při tlaku ve směru kolmém k tyči je  $k_p = 0,10$ ),  
 $k_{Re}$  [-] – koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu (podle [5], kapitoly 5.4.2 je v případě ověření návrhu pouze výpočtem  $k_{Re} = 1,15$ ).

### **Zatížení v klidu nebo při rovnoměrném přímočarém pohybu**

Vyjádřením  $n$  ze vztahu (3.1) lze určit počet osob o hmotnosti 100 kg, který v klidu nebo při rovnoměrném přímočarém pohybu vlaku (působí jen tíhové zrychlení, proto  $a = 1g$ ) bude na 1 trubku zádržné tyče působit v kolmém směru silou 1700 N

$$n = \frac{F}{m_o \cdot a \cdot k_p \cdot k_{Re}} = \frac{1700}{100 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 1,15} \cong 10. \quad (3.2)$$

Provozní síla 1700 N odpovídá zatížení od přibližně 10 osob. Jinými slovy, upevnění zádržné tyče se dimenzuje na zatížení každé její trubky přibližně 10 osobami v klidu nebo při rovnoměrném přímočarém pohybu vlaku.

Pro návrh upevnění různých součástí v interiéru kolejových vozidel předepisuje vyhláška [4] zrychlení působící na mrtvé hmoty při 2 různých stavech:

#### **1. Náraz**

Podélné zrychlení:  $5g$

Příčné zrychlení:  $1g$

Svislé zrychlení: až  $3g$

#### **2. Provozní podmínky**

Podélné zrychlení: až  $2,5g$  při nouzovém elektromagnetickém brždění

Příčné zrychlení:  $1,5g$  (např. průjezd zatáčkou)

Svislé zrychlení: až  $2g$

Norma [5] také předepisuje zrychlení působící na mrtvé hmoty, ale předepsaná zrychlení jsou stejně velká nebo nižší než ta ve vyhlášce [4], takže je nemá smysl uvažovat.

### **Zatížení při nárazu**

Počet osob o hmotnosti 100 kg, který při nárazu vlaku ( $a = 5g$ ) bude na 1 trubku zádržné tyče působit v kolmém směru silou 1700 N je

$$n = \frac{F}{m_o \cdot a \cdot k_p \cdot k_{Re}} = \frac{1700}{100 \cdot (5 \cdot 9,81) \cdot 0,15 \cdot 1,15} \cong 2. \quad (3.3)$$

Provozní síla 1700 N odpovídá zatížení od přibližně 2 osob. Jinými slovy, upevnění zádržné tyče se dimenzuje na zatížení každé její trubky přibližně 2 osobami při nárazu vlaku. Otázkou



ale je, jestli se při tak obrovském zrychlení pasažéri zádržné tyče udrží. Ve výpočtu je zanedbána hmotnost zádržné tyče (asi 20 kg), na kterou ve skutečnosti zrychlení také působí.

### Zatížení při provozních podmínkách

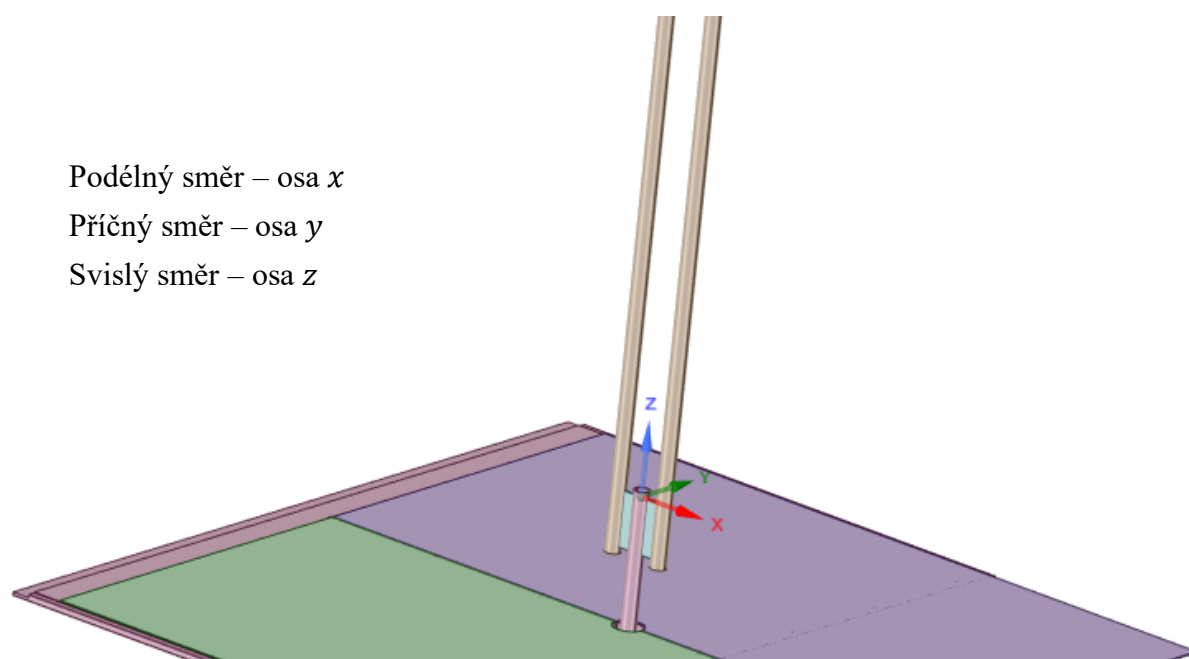
Počet osob o hmotnosti 100 kg, který při provozních podmínkách vlaku (uvažováno nouzové brždění, tzn.  $a = 2,5g$ ) bude na 1 trubku zádržné tyče působit v kolmém směru silou 1700 N je

$$n = \frac{F}{m_o \cdot a \cdot k_p \cdot k_{Re}} = \frac{1700}{100 \cdot (2,5 \cdot 9,81) \cdot 0,15 \cdot 1,15} \cong 4. \quad (3.4)$$

Provozní síla 1700 N odpovídá zatížení od přibližně 4 osob. Jinými slovy, upevnění zádržné tyče se dimenzuje na zatížení každé její trubky přibližně 4 osobami při provozních podmínkách vlaku. Ve výpočtu je opět zanedbána hmotnost zádržné tyče.

## 3.2 Směr provozních sil

Podle normy [3] mají provozní síly působit ve směru kolmém k zádržné tyči. Provozní síly tedy mohou působit pouze ve dvou nezávislých osách  $x$  a  $y$  (viz Obr. 3.1) a způsobovat tak namáhání zádržné tyče ohybem, smykem a krutem.



Obr. 3.1 – Zavedený souřadný systém

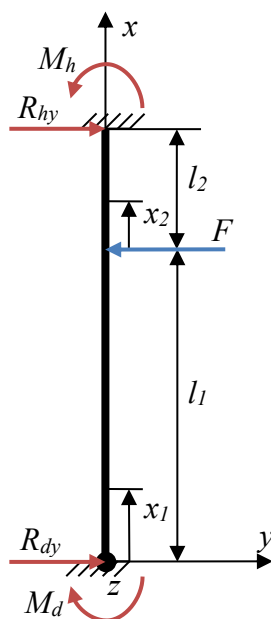
Při reálném použití zádržné tyče k držení cestujících si lze představit zatížení provozní silou i v ose  $z$ . Nicméně to norma nepředepisuje, a proto se zatížením v ose  $z$  nebude v této práci počítáno. Tím je zanedbáno i působení vlastní tíhy zádržné tyče, která váží přibližně 20 kg.

### 3.3 Působíště provozních sil

Podle normy [3] mohou provozní síly působit kdekoli po délce zádržné tyče. Zatěžování zádržné tyče v různých polohách po její délce by vedlo na mnoho zátěžných stavů a kvůli tomu zbytečně dlouhou dobu výpočtu MKP analýz. Proto cílem této podkapitoly bude nalézt polohu působíště provozních sil, při které bude docházet k maximálnímu namáhání řešeného upevnění zádržné tyče.

Vzhledem k možným směrům působení provozních sil zádržná tyč může být namáhána pouze ohybem, smykem a krutem. Při namáhání tyče krutem nezávisí vzniklé napětí na poloze působíště provozních sil po délce tyče. Zádržnou tyč lze zjednodušeně považovat za štíhlý nosník vetknutý na obou svých koncích. Z teorie pružnosti je známo, že štíhlé nosníky jsou při zatížení silou v příčném směru namáhány zejména ohybem a namáhání smykem lze u nich zanedbat.

Pro dimenzování upevnění zádržné tyče, která jsou nahrazena vetknutími, je tedy směrodatné zatížení ohybem a zbývá určit polohu působíště síly, která způsobí ve zkoumaném vetknutí největší ohybový moment. Proto byla navržena analytická úloha oboustranně vetknutého nosníku konstantního průřezu, který je zatěžován kolmou silou  $F$ , viz Obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Oboustranně vetknutý nosník zatížený kolmou silou

Jedná se o 3krát staticky neurčitou rovinnou úlohu, kde se hledá celkem 6 reakcí. Pro výpočet reakcí je nutno 3 rovnice rovnováhy doplnit o 3 deformační podmínky. Úloha se řeší tak, že se myšleně uvolní 3 stupně volnosti ve zvolených vazbách (např. celé dolní vetknutí) a na původní reakce v těchto vazbách se nahlíží jako na vnější zatížení. Tím se transformuje úloha na staticky určitou, ale aby řešení obou úloh bylo stejné, musí být ve 3 uvolněných vazbách doplněny 3 deformační podmínky (např. nulový posuv ve vodorovném směru  $y$ , nulový posuv ve svislém směru  $x$  a nulové natočení dolního vetknutí kolem osy  $z$ ). 6 neznámých reakcí se

pak získá řešením soustavy 6 rovnic. V tomto případě, kdy vnější síla působí kolmo na nosník, jsou v obou vetknutích reakce ve vodorovném směru nulové, takže zbývá vyřešit 4 neznámé reakce  $R_{dy}, M_d, R_{hy}, M_h$  ze soustavy 4 rovnic (tj. 2 rovnice rovnováhy a 2 deformační podmínky).

Deformační podmínky vychází z Castiglianovy věty a pro nosník konstantního průřezu je deformační podmínka nulového posuvu dolního vetknutí ve vodorovném směru  $y$  ve tvaru

$$u_y = 0 = \frac{1}{EJ_z} \left( \int_0^{l_1} M(x_1) \cdot \frac{\partial M(x_1)}{\partial R_{dy}} dx_1 + \int_0^{l_2} M(x_2) \cdot \frac{\partial M(x_2)}{\partial R_{dy}} dx_2 \right), \quad (3.5)$$

kde

$u_y$  [m] – posuv ve směru osy  $y$ ,

$E$  [MPa] – modul pružnosti v tahu,

$J_z$  [mm<sup>4</sup>] – moment setrvačnosti plochy průřezu nosníku k ose  $z$ ,

$l_1$  [m] – délka dolního úseku nosníku,

$x_1$  [m] – délková souřadnice dolního úseku nosníku,

$M(x_1)$  [Nm] – průběh ohybového momentu na dolním úseku,

$R_{dy}$  [N] – reakce v dolním vetknutí ve směru osy  $y$ ,

$l_2$  [m] – délka horního úseku nosníku,

$x_2$  [m] – délková souřadnice horního úseku nosníku,

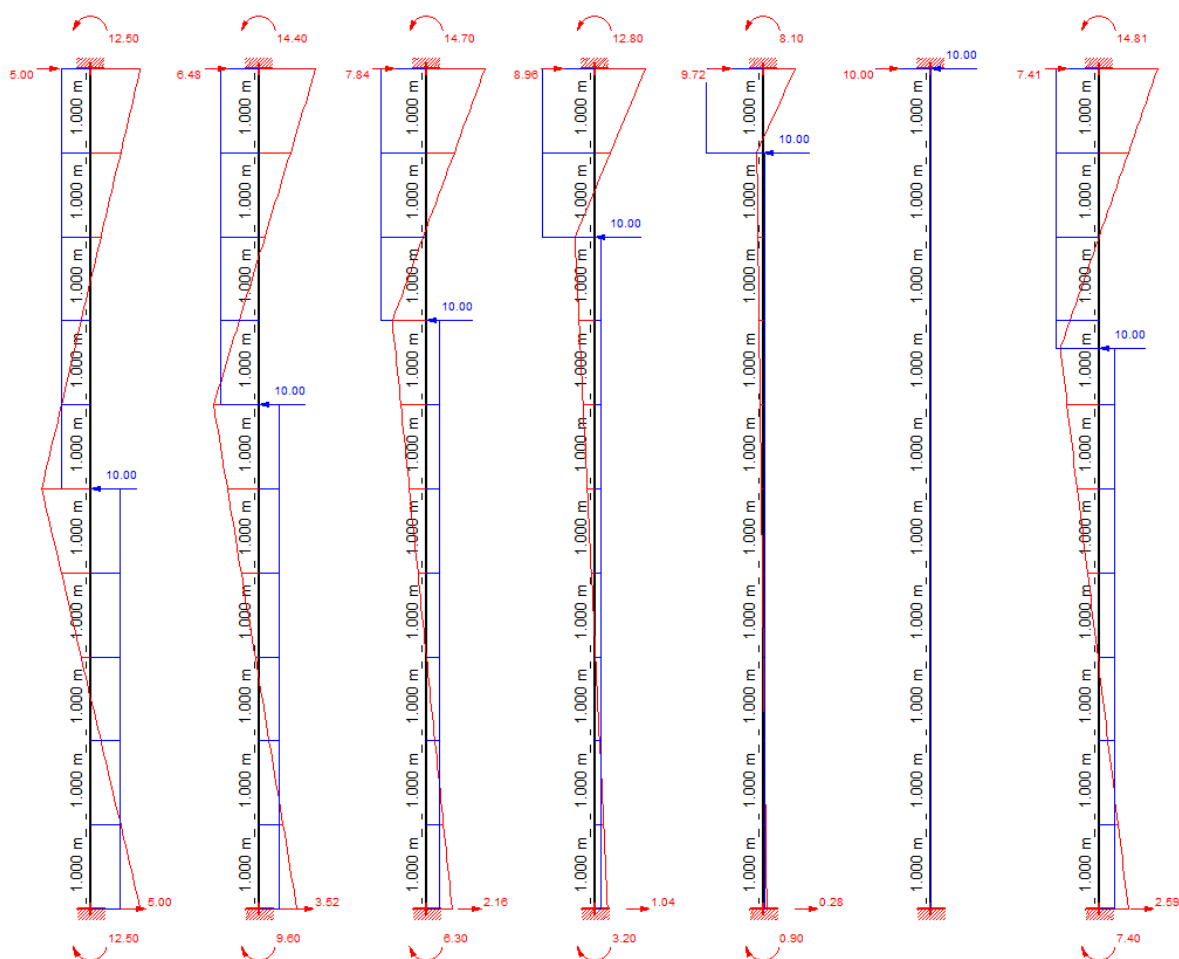
$M(x_2)$  [Nm] – průběh ohybového momentu na horním úseku.

Deformační podmínka pro nulové natočení dolního vetknutí má podobný tvar jako (3.5).

Důležité je uvědomit si, že pokud má nosník po délce konstantní průřez a materiál, je možné zlomek  $\frac{1}{EJ_z}$  z obou integrálů vytknout a celou rovnici s nulovou pravou stranou tímto zlomkem vydělit. Výsledkem je, že u nosníku s konstantním průřezem a materiálem po délce jsou vypočtené reakce nezávislé na tvaru průřezu a materiálu nosníku.

S proměnlivým průřezem po délce nosníku se mění moment setrvačnosti  $J_z$ , a proto velikost reakcí ve vetknutích i průběhy ohybového momentu a posouvající síly už závisí na poměru momentů setrvačnosti jednotlivých průřezů.

Analytický výpočet této úlohy byl proveden v programu RuckZuck 4.0 a výsledky jsou na Obr. 3.3. Myšlený, oboustranně vetknutý nosník délky 10 m a konstantního průřezu byl zatěžován myšlenou kolmou silou 10 N v různých bodech po své délce. Výsledné průběhy ohybového momentu jsou zobrazeny červeně, výsledné průběhy posouvající síly jsou zobrazeny modře a ve vetknutích jsou vyčísleny momentové a silové reakce. Nejdůležitějším poznatkem z tohoto výpočtu je zjištění, že největší ohybový moment v horním vetknutí nastává při působení síly ve vzdálenosti 3,33 m (tzn. přibližně ve třetině délky nosníku) od horního vetknutí.



Obr. 3.3 – Průběh ohybového momentu v Nm (červeně) a posouvající síly v N (modře) na oboustranně vetknutém nosníku konstantního průřezu při zatížení silou 10 N v různých polohách

### Návrh metodiky pro určení působíště provozních sil

Na základě výše uvedených poznatků z analytického výpočtu lze pro určení působíště provozních sil použít následující postup:

1. Zádržnou tyč včetně jejího upevnění lze zjednodušeně uvažovat jako nosník vetknutý na obou svých koncích.
2. Vzdálenost mezi vetknutími se označí jako zkoumaná délka.
3. Působíště kolmé provozní síly pak postačí umístit do vzdálenosti třetiny zkoumané délky od vetknutí, v jehož blízkém okolí se upevnění zádržné tyče dimenzuje.
4. Pro dimenzování upevnění zádržné tyče tedy není potřeba umísťovat působíště kolmé provozní síly do mnoha bodů po její délce a uvažovat tak spoustu zátěžných stavů.

Poznámky k navržené metodice:

Zádržná tyč včetně svého upevnění ve skutečnosti nemá po délce konstantní průřez. Pokud se do zkoumané délky zahrne i držák nad stropem s pravděpodobně výrazně větším momentem setrvačnosti průřezu vzhledem k zádržné tyči, vzdálenost působíště kolmé provozní síly od horního vetknutí, při které vznikne v blízkém okolí vetknutí maximální namáhání ohybovým

momentem, se změní. Čím větší bude poměr momentu setrvačnosti plochy průřezu držáku k momentu setrvačnosti plochy průřezu zádržné tyče, tím více se hledané působíště síly bude posouvat dál od vetknutí (tzn. směrem dolů). Proto autor práce doporučuje finální návrh upevnění zádržné tyče pro jistotu zatížit silami v různých místech po délce tyče.

## 4 Návrh optimálního držáku nad stropem

Nejprve bude provedena topologická optimalizace vymezeného prostoru pro držák. Na základě výsledků topologické optimalizace budou navrženy různé tvary držáku pro různé technologie výroby. Nakonec budou varianty držáku staticky zkontrolovány a upraveny tak, aby pevnostně vyhovovaly a zároveň měly co nejmenší hmotnost. Všechny výpočty v této kapitole byly provedeny pomocí komerčního MKP software ANSYS Workbench [6].

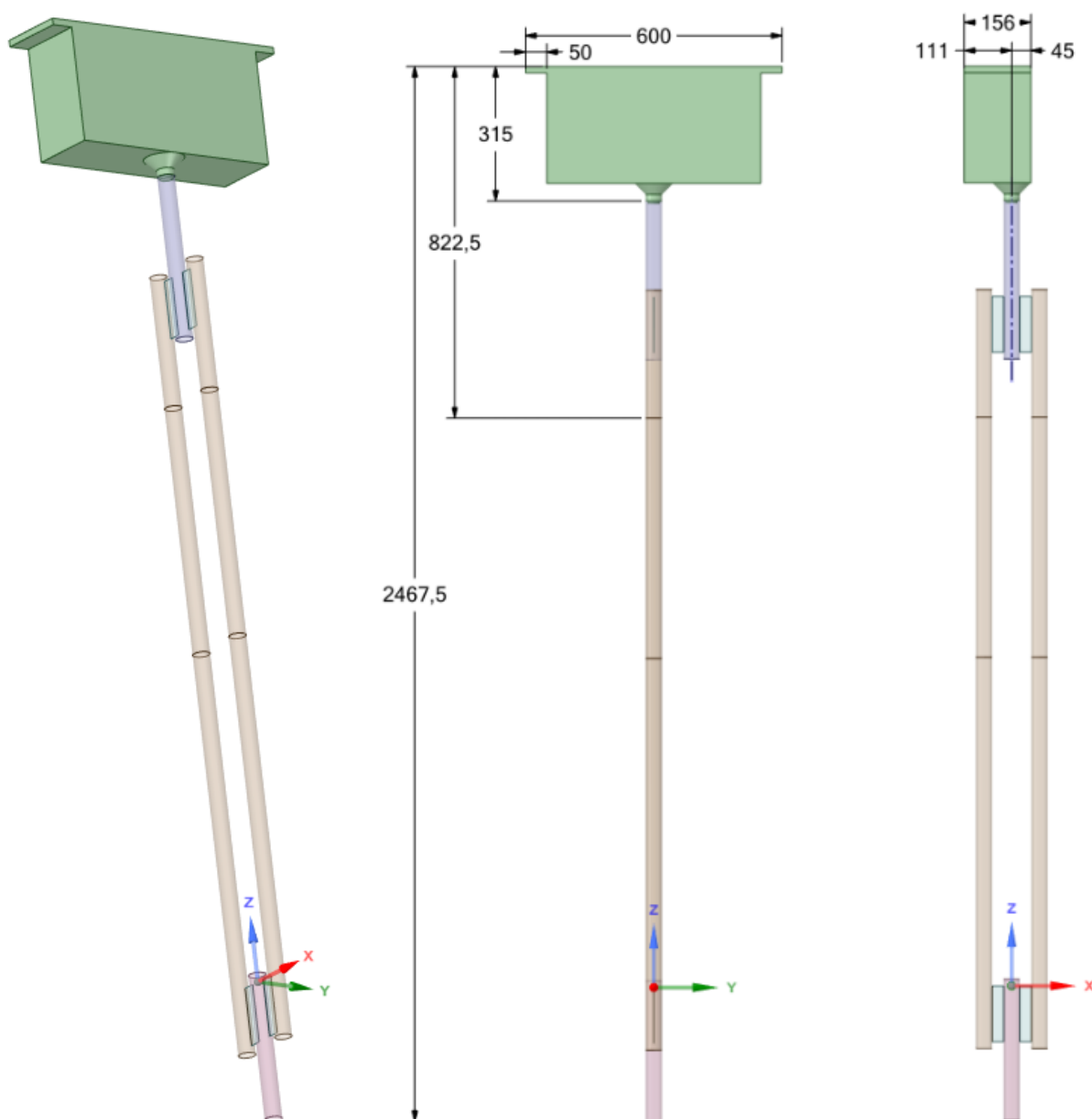
### 4.1 Topologická optimalizace

Cílem topologické optimalizace (dále jen TO) je nalezení ideálního rozložení materiálu v daném optimalizačním prostoru pro dané zatížení a okrajové podmínky [7]. Nejčastěji používaným a zároveň pro tuto práci zvoleným předmětem TO je minimalizace poddajnosti, což odpovídá maximalizaci tuhosti optimalizované součásti. Během procesu TO jsou v optimalizačním prostoru nalezeny oblasti, které nejméně přispívají k celkové tuhosti součásti a ty jsou z optimalizačního prostoru z důvodu snížení hmotnosti odstraněny. Důležitým vstupním parametrem TO je procentuální část optimalizačního prostoru, která má být ponechána. Výsledkem TO je tvar součásti s nejlepším možným využitím materiálu a nejnížší možnou hmotností. TO obvykle vytváří komplexní tvary, které není jednoduché intuitivně předpokládat. Tvar součásti získaný TO je obvykle potřeba upravit do výkresově popsatelné a vyrobitelné podoby.

#### Geometrický model

Geometrickým modelem pro topologickou optimalizaci je pouze zádržná tyč a vytvořený optimalizační prostor pro držák nad stropem, viz zelená součást na Obr. 4.1. Rozměry držáku jsou ve svislém směru  $z$  omezeny dole stropem a nahoře C-drážkami, v příčném směru  $y$  kryty klima kanálů a v podélném směru  $x$ , kvůli dalším komponentům stropního prostoru, maximální délkou 156 mm. Za povšimnutí stojí, že optimalizační prostor je symetrický vůči rovině  $xz$ , ale není symetrický vůči rovině  $yz$ . Optimalizační prostor má kvůli možnému přišroubování k C-drážkám vytvořeny obdélníkové dosedací plochy o šířce 50 mm, které umožňují nastavitelnost polohy držáku ve směru  $y$  o  $\pm 5$  mm kvůli výrobním tolerancím hrubé stavby. V dolní oblasti optimalizačního prostoru je kuželový přechod z kvádrů na válcové napojení na zádržnou tyč z důvodu plynulejší změny tvaru.

Zádržná tyč je tenkostěnná součást s konstantní tloušťkou stěny 5 mm a není předmětem optimalizace. Proto byla modelována jen pomocí ploch, čímž se později při tvorbě konečnoprvkové sítě ušetří elementy a výpočetní čas. Zádržná tyč byla rozřezána dvěma rovinami, aby na vzniklé kružnice bylo možno aplikovat provozní síly. První řez byl vytvořen uprostřed délky zádržné tyče. Druhý řez byl vytvořen ve vzdálenosti 822,5 mm od horní hrany optimalizačního prostoru, což odpovídá třetině celkové délky zádržné tyče spolu s optimalizačním prostorem pro držák nad stropem.



Obr. 4.1 – Zádržná tyč s vymezeným optimalizačním prostorem pro držák nad stropem [mm]

## Materiál

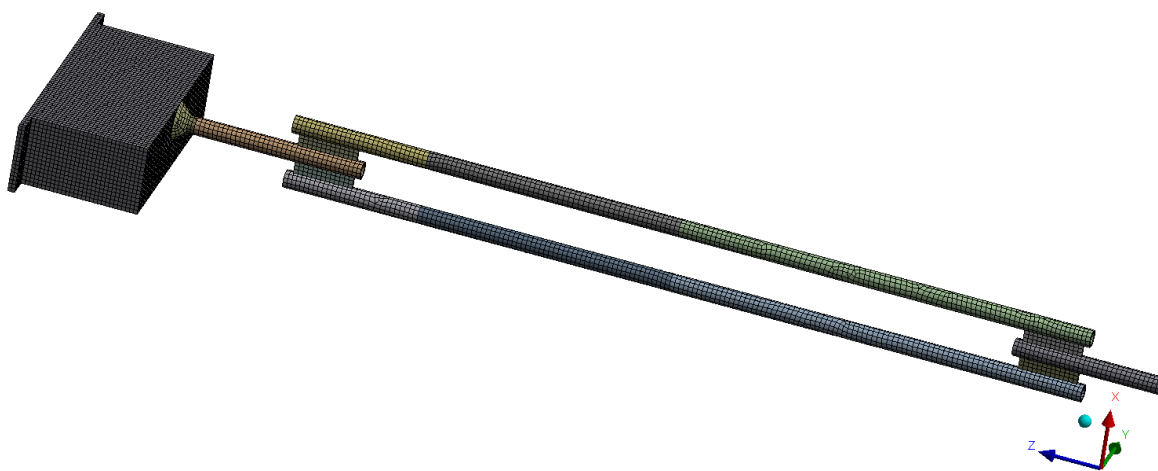
Zádržná tyč je vyrobena z konstrukční oceli S355J2, jejíž materiálové vlastnosti podle [8] jsou uvedeny v Tab. 4.1. Pro držák nad stropem byl primárně uvažován stejný materiál. Nicméně tvar navržený pomocí TO vychází pro různé materiály velmi podobně, takže nastavený materiál optimalizačního prostoru nemá na TO významný vliv.

Tab. 4.1 – Materiálové vlastnosti oceli S355J2

Modul pružnosti v tahu [GPa]	200
Poissonovo číslo [-]	0,3
Hustota [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	7850
Mez kluzu při tloušťce menší než 16 mm [MPa]	355
Mez kluzu při tloušťce od 16 mm do 40 mm [MPa]	345

## Konečnoprvková síť

Vytvořená Konečnoprvková síť je na Obr. 4.2. Zádržná tyč je vysít'ovaná pomocí kvadratických převážně čtvercových skořepinových elementů větších rozměrů. Optimalizační prostor pro držák nad stropem je vysít'ován pomocí kvadratických převážně šestistěnných objemových elementů menších rozměrů. Pro optimalizační prostor je vhodnější síť ze šestistěnnů než ze čtyřstěnnů, protože následně navržený optimalizovaný tvar pomocí TO je hladší a snadněji se dále upravuje do výrobitelné podoby. Čím je síť optimalizačního prostoru jemnější, tím je hladší optimalizovaný tvar, a TO v něm může vytvořit tenčí oblasti a více detailů. Na druhou stranu jemnější síť znamená více elementů a tím více stupňů volnosti řešení úlohy, jejíž výpočet trvá déle. Ve všech prezentovaných analýzách v této práci bude počet uzlů blízký hodnotě 256 000, což je limit používané akademické licence.



Obr. 4.2 – Konečnoprvková síť pro TO

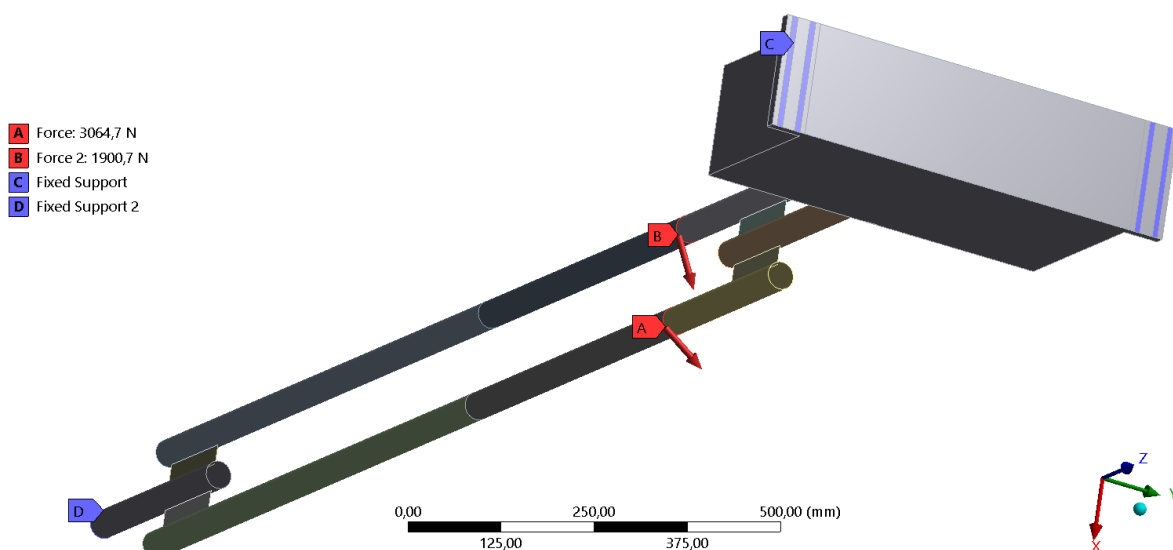
## Kontakty

Výpočtový model je tvořen pouze dvěma tělesy, která jsou rozřezána na několik částí z důvodu dosažení kvalitnější sítě nebo možnosti vhodně aplikovat okrajové podmínky. Kontakt mezi optimalizačním prostorem a zádržnou tyčí byl nastaven jako slepení (angl. bonded).

## Okrajové podmínky

Optimalizační prostor je nahoře vetknut ve stykových plochách budoucího držáku s C-drážkami, viz označení *C* na Obr. 4.3. Dolní kružnicová hrana zádržné tyče je vetknutá, čímž je nahrazeno dolní upevnění, viz označení *D*.





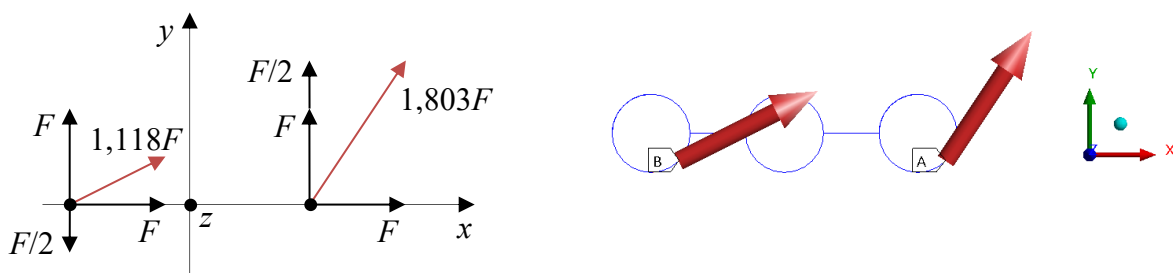
Obr. 4.3 – Okrajové podmínky a zatížení pro TO

## Zatížení

Zádržná tyč je zatížena dvěma provozními silami  $A$  a  $B$ , viz Obr. 4.3. Každá z nich působí na jednu z dlouhých trubek zádržné tyče. Síly jsou aplikovány na kružnice vzniklé rovinným řezem trubek ve třetině délky modelu od horního vetknutí.

Aby měl budoucí držák nad stropem optimální tvar vůči různým směrům zatížení, je potřeba tyto v TO zohlednit. Jednou z možností je vytvoření několika zátěžných stavů, kdy každý působí samostatně a způsobuje různé rozložení napětí v optimalizačním prostoru. Nevýhodou takového přístupu je několikanásobné prodloužení doby výpočtu, a navíc výpočet nemusí konvergovat. Další možností je vytvoření jednoho komplexního zátěžného stavu, který je složen z několika jednoduchých zátěžných stavů. Takový způsob se zdá vhodnější, a proto byl použit.

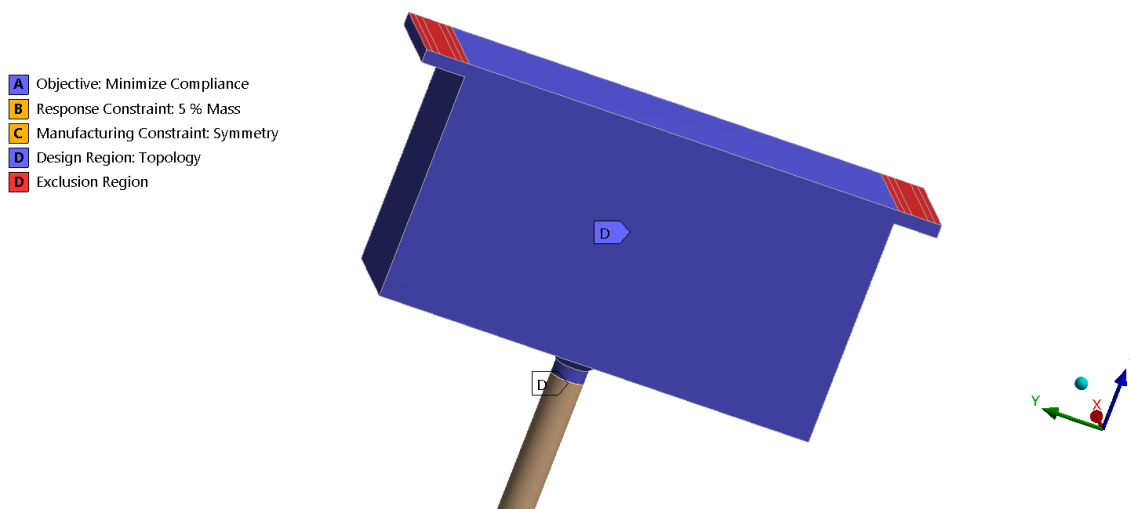
Na Obr. 4.4 je ukázán rozklad výslednic sil aplikovaných na zádržnou tyč. Červené výslednice zohledňují namáhání ohybem a smykem ve směru osy  $x$ , ohybem a smykem ve směru osy  $y$ , a krutem vůči ose  $z$ . Velikost síly  $F$  lze zvolit libovolně, protože optimalizovaný tvar nezávisí na velikosti výslednic sil, ale pouze na jejich směru a působišti. Pro zvolenou hodnotu síly  $F = 1700 \text{ N}$  vychází z Pythagorovy věty výslednice  $A = 3064,7 \text{ N}$  a  $B = 1900,7 \text{ N}$ .



Obr. 4.4 – Vlevo: rozklad výslednic sil; vpravo: aplikované výslednice sil na zádržné tyči

## Nastavení výpočtu TO

Nastavení výpočtu TO je zřejmé z Obr. 4.5. Předmětem TO je minimalizace poddajnosti, čímž se maximalizuje tuhost. TO bude provedena v modře zvýrazněném optimalizačním prostoru, ze kterého má být ponecháno 5 % jeho hmotnosti. V tomto případě, kdy je celý optimalizační prostor ze stejného materiálu, by nastavení ponechání 5 % objemu dávalo stejné výsledky. Červeně zvýrazněné plochy slouží k napojení budoucího držáku k C-drážkám a k zádržné tyči a jim příslušné elementy nesmí být během TO odstraněny. Dále je nastaven požadavek, aby byl optimalizovaný tvar symetrický vůči rovině  $xz$ . Pokud by podmínka symetrie nastavena nebyla, optimalizovaný tvar držáku by byl kvůli nesymetrickým silám vůči rovině  $xz$  také nesymetrický. Ve skutečnosti síly mohou působit i opačným směrem vůči rovině  $xz$ , ale symetrické síly nemá smysl najednou nastavovat, protože jejich výsledný silový účinek ve směru kolmém k rovině  $xz$  by byl nulový. Další nastavení je ponecháno defaultní.

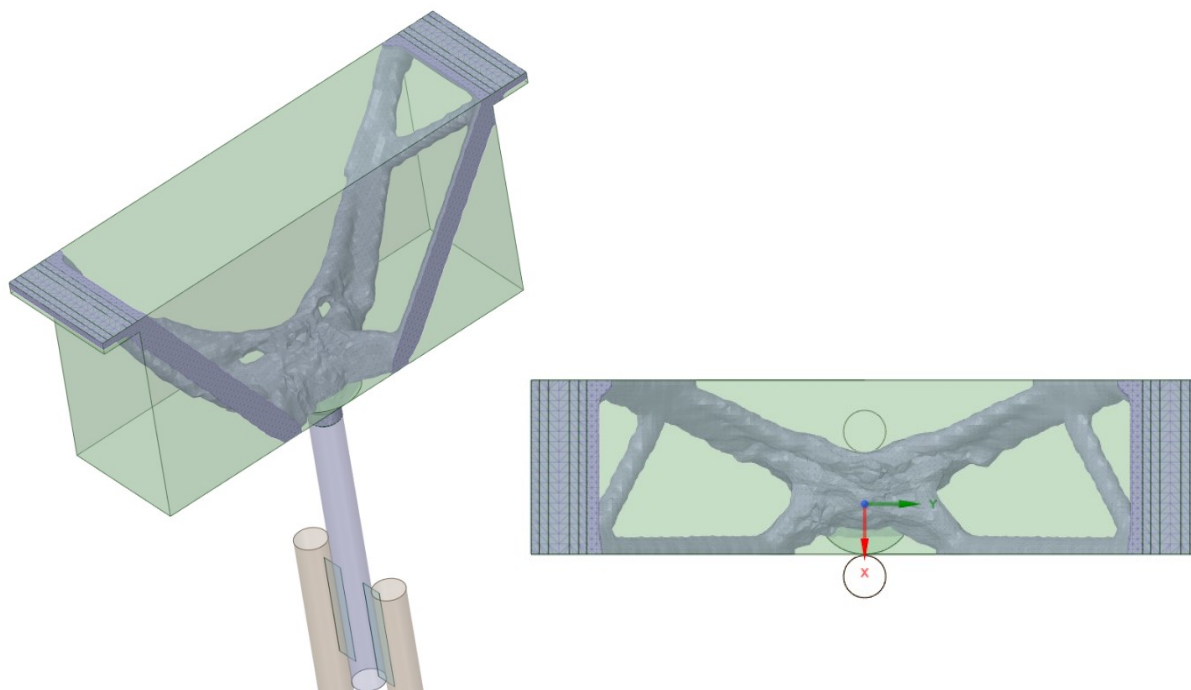


Obr. 4.5 – Nastavení výpočtu TO

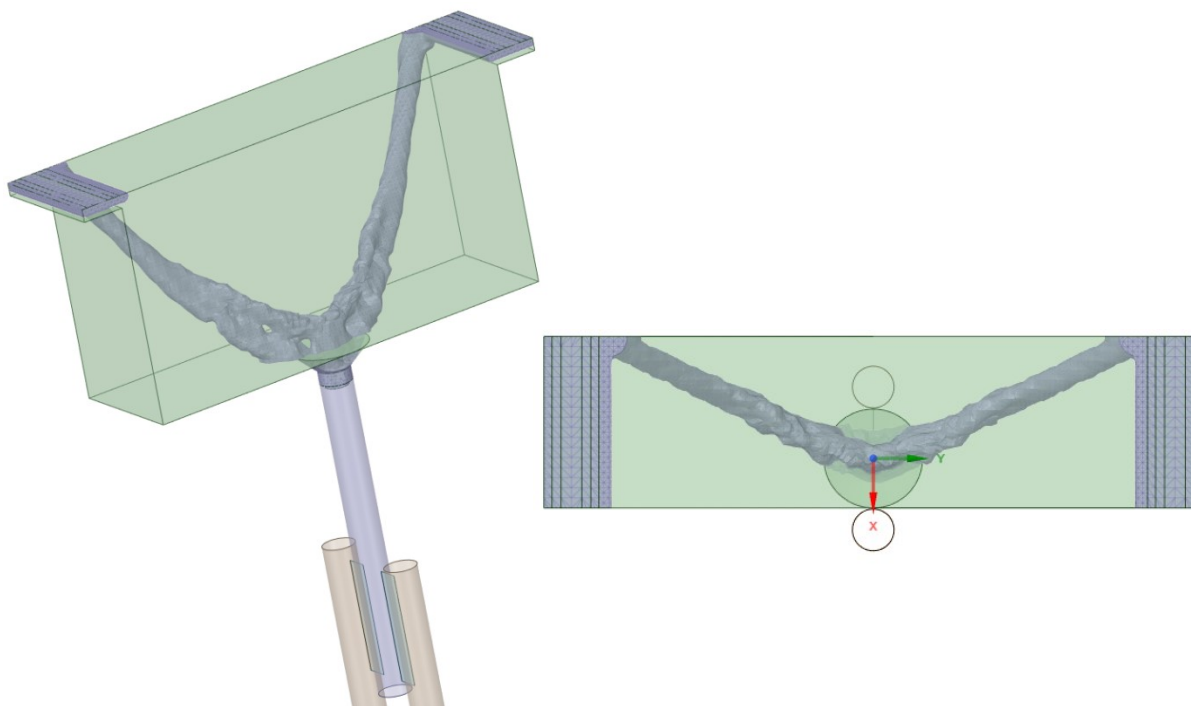
## Výsledky TO

Navržený optimální tvar při ponechání 5 % původní hmotnosti nebyl celistvý. Proto byla malá část hmotnosti přidána, aby navržený optimální tvar měl smysl. Navržený optimální tvar při ponechání 7,24 % původní hmotnosti je vidět na Obr. 4.6 a jeho hmotnost je 12,32 kg. Výpočet této TO trval na počítači se čtyřjádrovým procesorem 4,68 hodin.

Takových topologických optimalizací bylo provedeno několik. Jediným rozdílným vstupním parametrem přitom bylo procento původní hmotnosti k ponechání, které bylo postupně snižováno z 20 % až na 2 %. Navržený optimální tvar při ponechání 3,36 % původní hmotnosti je na Obr. 4.7 a jeho hmotnost je 5,71 kg. Výpočet této TO trval 5,72 hodin.



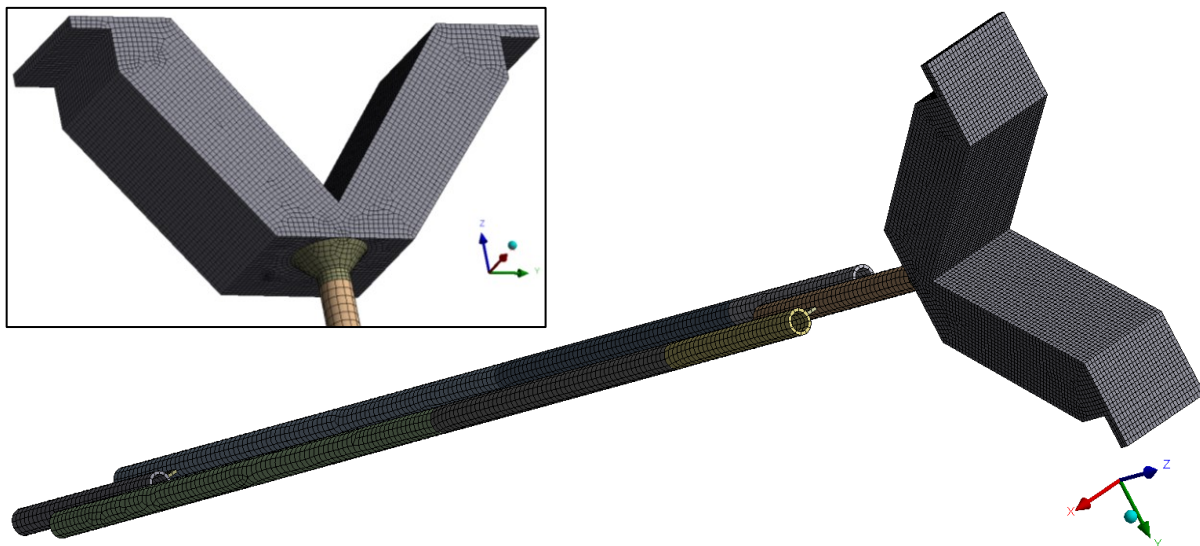
Obr. 4.6 – Výsledek TO při ponechání 7,24 % hmotnosti – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora



Obr. 4.7 – Výsledek TO při ponechání 3,36 % hmotnosti – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora

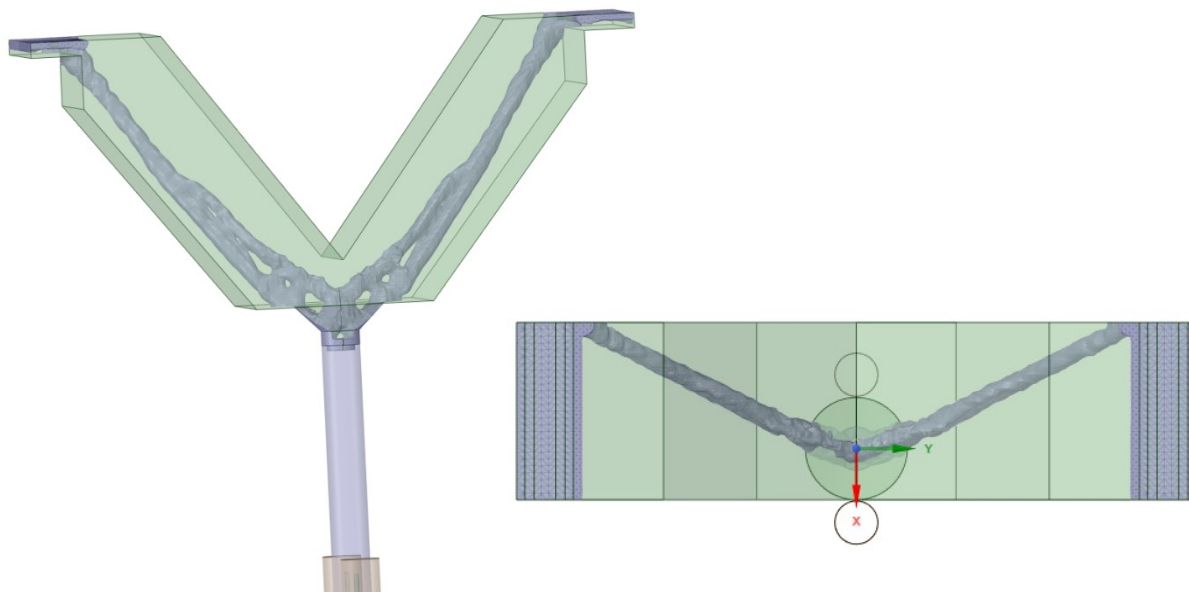
Předběžnou statickou analýzou navrženého optimálního tvaru bylo zjištěno, že i tvar o hmotnosti 5,71 kg je zbytečně předimenzovaný. S klesajícím procentem hmotnosti k ponechání se prodlužovala doba výpočtu TO a kvůli relativně hrubé síti začal řešit vytvářet neucelená řešení s útržky geometrie volně v prostoru. Řešením obou problémů bylo zmenšení optimalizačního prostoru vyřezáním oblastí, ve kterých na základě předchozích TO optimální

tvár určitě nebude. Ořezaný tvar optimalizačního prostoru spolu s vytvořenou sítí konečných prvků pro druhou TO je na Obr. 4.8. Díky menšímu objemu ořezaného optimalizačního prostoru bylo na jeho vysítování možno použít v rámci akademické licence menší elementy než v předchozí TO.



Obr. 4.8 – Konečnoprvková síť pro druhou TO

Následně byla provedena druhá TO, která měla identické nastavení jako výše popsaná TO. Rozdílná byla jen počáteční geometrie optimalizačního prostoru a procento hmotnosti k ponechání, které bylo nastaveno na 2 %. Aby měl výsledek druhé TO smysl, bylo opět nutné část materiálu přidat. Navržený optimální tvar při ponechání 5,89 % hmotnosti ořezaného optimalizačního prostoru je na Obr. 4.9 a jeho hmotnost je 4,81 kg. Tento tvar byl použit pro návrh výrobitelného tvaru ocelového držáku nad stropem.



Obr. 4.9 – Výsledek druhé TO při ponechání 5,89 % hmotnosti – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora

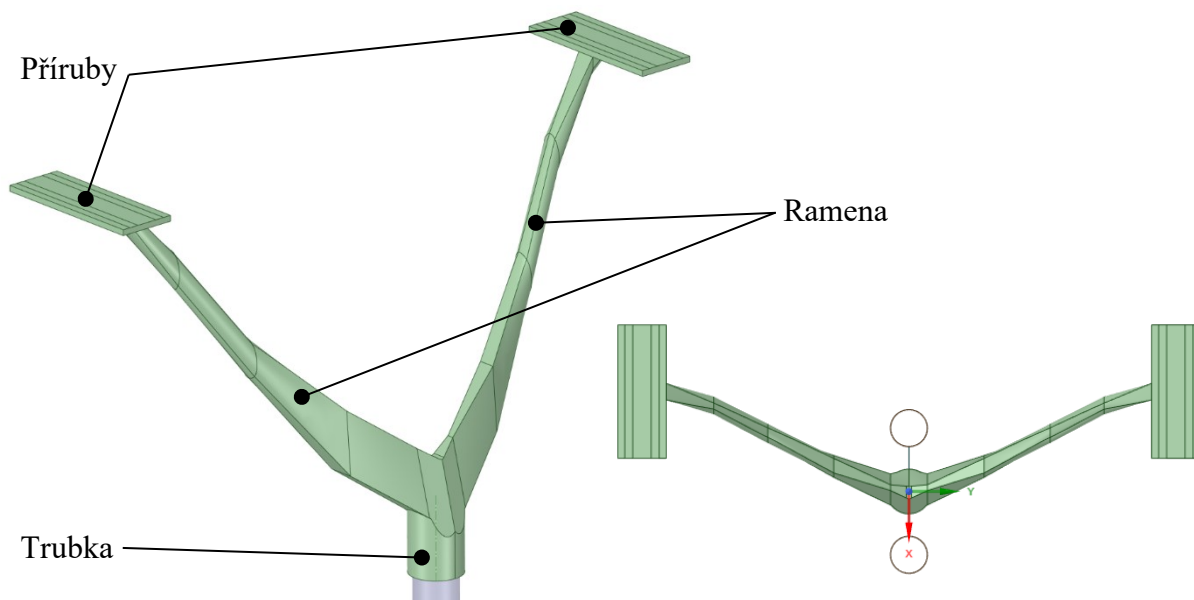
## 4.2 Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů držáku

Výsledek TO sice ukazuje ideální rozložení materiálu, aby byl co nejlépe využit, ale obsahuje spoustu nerovností a vrubů, ve kterých by se při zatížení koncentrovalo napětí. Proto je potřeba výsledek TO upravit. Úpravu tvaru je potřeba provést v závislosti na zvolené technologii výroby. Pokud by měl být držák vyroben 3D tiskem kovů, postačí výsledek TO vyhladit ve vhodném software a domodelovat podpory nutné pro 3D tisk kovů. Pro konvenční technologie výroby je nejjednodušší vymodelovat celý držák od začátku pomocí standardních nástrojů 3D modelářů a výsledek TO použít pouze jako předlohu ukazující, kde je potřeba materiálu více a kde méně.

Vzhledem k drahé výrobě 3D tiskem se zpravidla tato technologie volí, pokud součást nelze vyrobit levnějším konvenčním způsobem. Proto bude tvar držáku nejdříve navrhnout pro konvenční způsoby výroby a až později k porovnání pro 3D tisk kovů. Z konvenčních výrobních metod se nabízí vyrobit držák jako odlitek nebo svařenec z trubek nebo ohýbaných plechů.

### 4.2.1 Držák jako odlitek

Po vymodelování držáku podle výsledku TO pro výrobu litím vznikl tvar na Obr. 4.10. Ramena držáku kopírují výsledek TO. Příruby jsou posunuté v záporném směru osy  $x$ , aby ramena byla uprostřed a příruby mohly být z obou stran přišroubovány k C-drážkám. Dolní část držáku je trubka, která je prozatím pouze nastrčená na horním konci zádržné tyče.



Obr. 4.10 – Tvar držáku jako odlitku – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora

Pokud by byl tento držák vyroben z oceli na odlitky o hustotě  $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , vážil by 3,67 kg, což je stále poměrně hodně. Materiály na odlitky (ocel na odlitky, šedá litina, hliníková slitina) mají navíc horší mechanické vlastnosti (jsou křehké a mají nižší mez kluzu) než konstrukční oceli. Asi největší nevýhodou držáku ve formě odlitku pro řešenou aplikaci je fakt, že je potřeba vyrobit jen několik kusů těchto držáků, protože zádržných tyčí je v jednom voze

regionální jednotky stejný počet jako počet dveří na jedné její straně, což je obvykle jen 2 až 3. Pro výrobu držáku jako odlitku by bylo potřeba nejdříve vyrobit odlévací formu, která je velice drahá a nevyplatí se pro kusovou ani malosériovou výrobu.

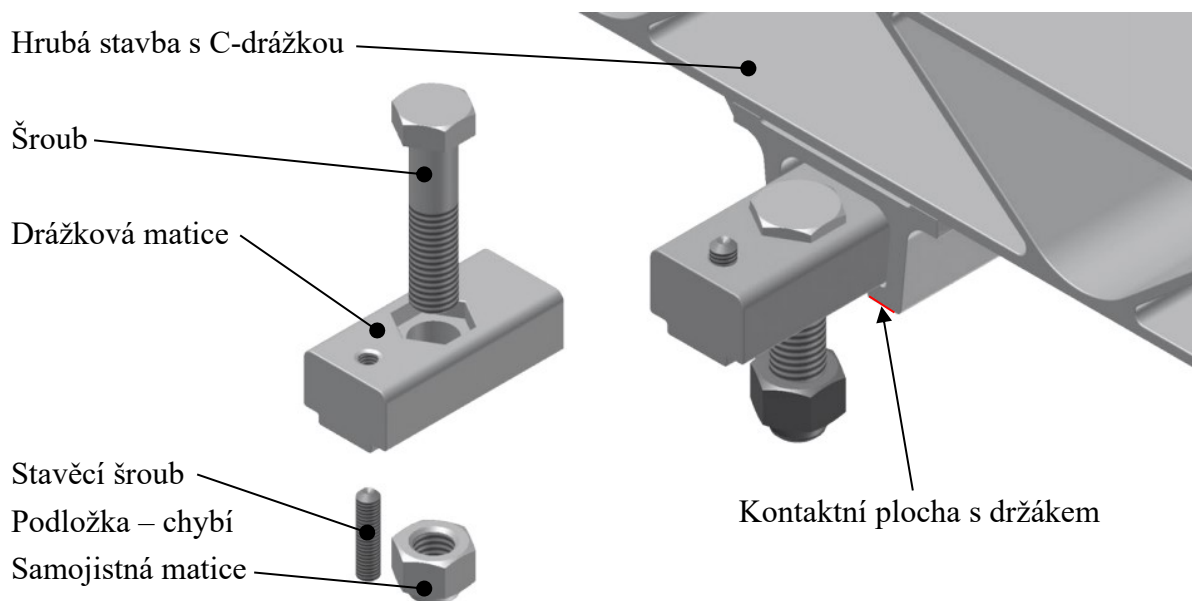
Z výše uvedeného je jasné, že držák jako odlitek není vhodným konceptem, a to zejména kvůli vysoké hmotnosti a výrobní ceně na kus.

#### 4.2.2 Upevnění držáku k C-drážce

Pro další postup návrhu držáku je potřeba ukázat způsob upevnění držáku k C-drážkám. Každá ze dvou přírub držáku je k C-drážce upevněna pomocí dvou šroubových spojů se speciální drážkovou maticí, viz Obr. 4.11. Obrázek je převzat z produktového katalogu společnosti Nosta [9], která drážkové matice vyrábí.

Způsob montáže je následující. Do každé C-drážky se zasunou 2 drážkové matice s již vloženým šroubem a částečně zašroubovaným stavěcím šroubem. Utažením stavěcího šroubu dojde k zafixování nastavené polohy drážkových matic v C-drážce. Následně se k C-drážkám přiloží příruby držáku, ve kterých jsou 2 oválné díry pro šrouby. Nakonec se na šrouby nasadí podložky (nejsou na obrázku) a našroubují se samojistné matice.

Rozměry součástí upevnění držáku k C-drážkám, které jsou důležité pro návrh rozměrů držáku, jsou následující. Drážková matice s katalogovým číslem 99 11 440 131 má délku 60 mm a je uzpůsobena pro šroub se závitem M12. Pro šrouby se závitem M12 jsou podle [10] potřeba díry v přírubách držáku o průměru minimálně 13 mm. Oválné díry v přírubách mají umožnit nastavitelnost v příčném směru  $\pm 3$  mm, takže musí mít délku 6 mm. Pro překrytí oválných děr se používají silné ploché kruhové podložky s vnějším průměrem 30 mm.



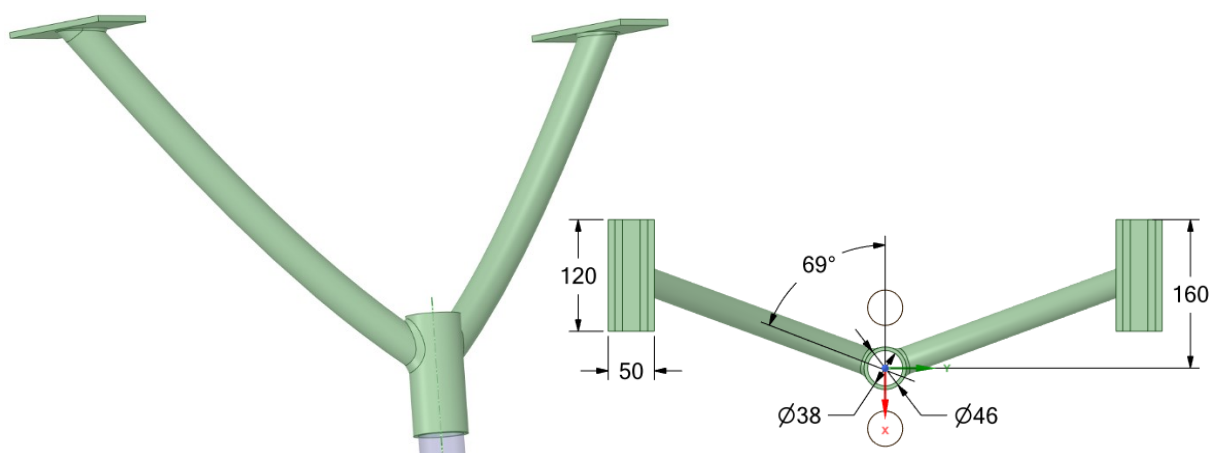
Obr. 4.11 – Prostředky upevnění přírub držáku k C-drážkám [9]



Ve svěrném spojení šroubovými spoji jsou příruby držáku v kontaktu shora s C-drážkou a zdola s podložkou. Při návrhu držáku je potřeba v okolí oválných děr pro šrouby ponechat dostatečný prostor pro vložení podložek a utažení matic.

### 4.2.3 Držák z trubek

Na Obr. 4.12 je ukázán jeden z prvních návrhů držáku z trubek. Dolní část držáku má (vzhledem k možnostem horního upevnění uvedených v podkapitole 2.2) tvar trubky s vnějším průměrem 46 mm a tloušťku 4 mm. Ramena držáku kopírují výsledek TO a jsou z mírně prohnutých trubek vnějšího průměru 30 mm a tloušťky 2 mm. Jelikož ke spojení přírub s C-drážkami jsou použity vždy 2 drážkové matice délky 60 mm, minimální délka přírub by měla být 120 mm. V rámci snížení hmotnosti držáku byly příruby zkráceny z původní délky 156 mm na 120 mm a byly posunuty v záporném směru osy  $x$  tak, aby ramena držáku byla uprostřed. Tloušťka přírub je 5 mm. Mezi jednotlivé části držáku byla přidána zkosení, aby při pevnostní kontrole vznikaly v těchto oblastech menší špičky napětí. Modelovaná zkosení nahrazují skutečné svary.



Obr. 4.12 – Tvar držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 69° – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora [mm]

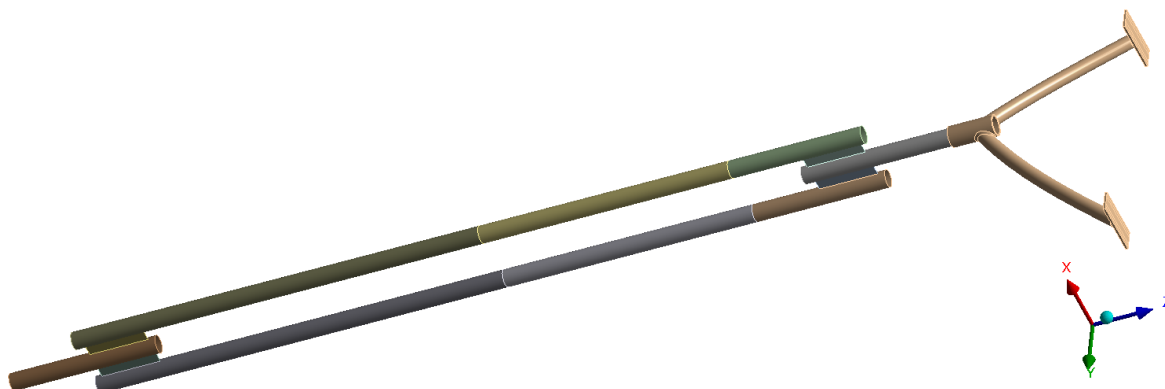
### 4.2.4 Statická kontrola držáku z trubek

Navržený držák z trubek byl podroben statické MKP analýze, která rozhodne, jestli tvarový a rozměrový návrh pevnostně vyhoví. Tato statická analýza zároveň ukazuje nastavení všech ostatních provedených statických kontrol držáků, které se liší pouze v geometrickém modelu.

#### Geometrický model

Na Obr. 4.13 je vidět geometrický model, který je složen ze dvou těles, a to z navrženého držáku z trubek a ze zádržné tyče. Zádržná tyč je tenkostěnná součást s konstantní tloušťkou stěny 5 mm a není předmětem pevnostní kontroly. Proto byla modelována jen pomocí ploch, čímž se později při tvorbě konečnoprvkové sítě ušetří elementy a výpočetní čas. Zádržná tyč byla rozřezána 2 rovinami, aby na vzniklé kružnice bylo možno aplikovat provozní síly. Stejně

jako v případě TO byl první řez vytvořen uprostřed délky zádržné tyče a druhý řez byl vytvořen ve vzdálenosti 822,5 mm od horní plochy přírub držáku, což odpovídá třetině celkové délky zádržné tyče spolu s držákem. Držák je také tenkostěnná součást, ale obsahuje svary modelované jako zkosení a je předmětem statické kontroly, takže byl ponechán jako těleso.



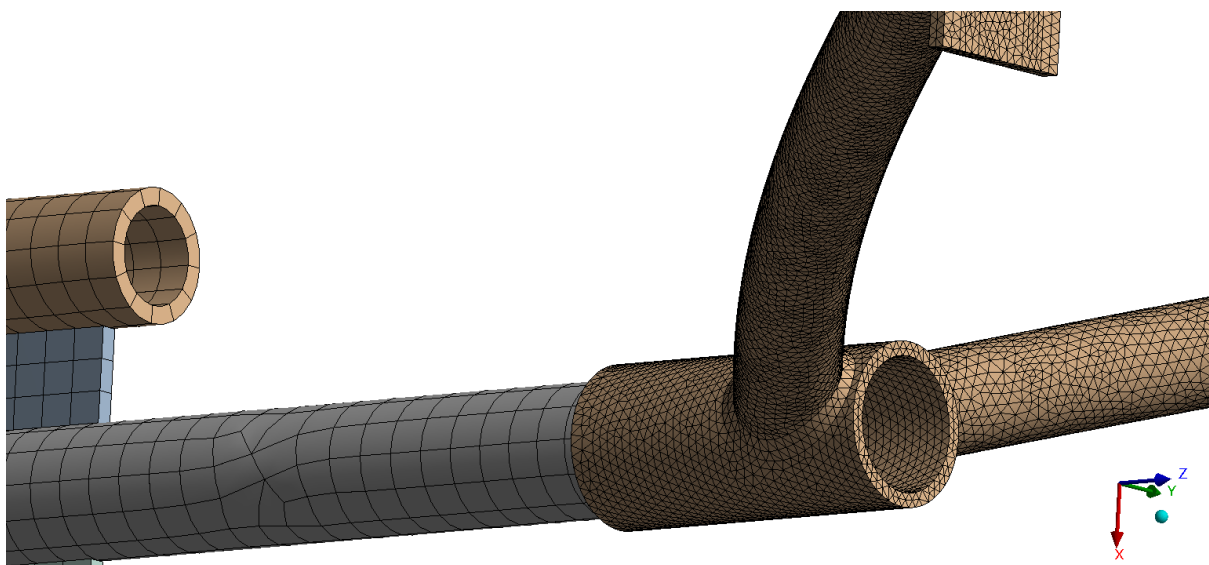
Obr. 4.13 – Geometrický model pro statickou kontrolu držáku z trubek

## **Materiál**

Pro zádržnou tyč i držák byl nastaven materiálový model oceli S355J2 podle Tab. 4.1.

## **Konečnoprvková síť**

Detail vytvořené sítě je na Obr. 4.14. Zádržná tyč je vysítovaná pomocí kvadratických převážně čtvercových skořepinových elementů větších rozměrů. Držák je vysítován pomocí kvadratických čtyřstěnů co nejmenších rozměrů. Síť obsahuje téměř 256 000 uzlů, což je limit používané akademické licence. Při síťování držáku bylo snahou, aby na tloušťce každé jeho stěny byly alespoň 2 elementy čili 5 uzlů, což by mělo stačit pro uspokojivé popsání gradientu napětí po tloušťce. Nicméně kvůli omezení akademickou licencí toto nebylo možno dodržet všude.



Obr. 4.14 – Detail konečnoprvkové sítě pro statickou kontrolu držáku z trubek

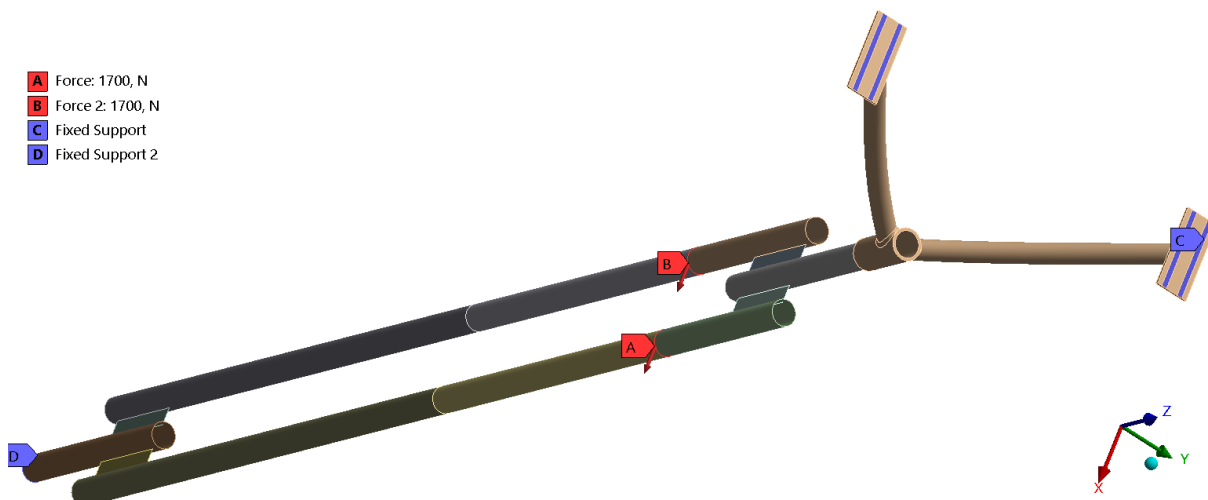


## Kontakty

Pro účely statické kontroly je trubka držáku jednoduše nasunuta na horní trubku zádržné tyče s překryvem 40 mm, kde je nastaven kontakt slepení (angl. bonded).

## Okrajové podmínky

Příruby držáku jsou vetknuty ve stykových plochách s C-drážkami, viz označení *C* na Obr. 4.15. Dolní kružnicová hrana zádržné tyče je vetknutá, čímž je nahrazeno dolní upevnění, viz označení *D*.



Obr. 4.15 – Okrajové podmínky a zatížení prvním zátěžným stavem pro statickou kontrolu držáku z trubek

## Zatížení

Zádržná tyč je zatížena dvěma provozními silami *A* a *B*, viz Obr. 4.15. Každá z nich má velikost 1700 N a působí na jednu z dlouhých trubek zádržné tyče. Síly jsou aplikovány na kružnice vzniklé rovinným řezem trubek ve třetině délky modelu od horního vetknutí.

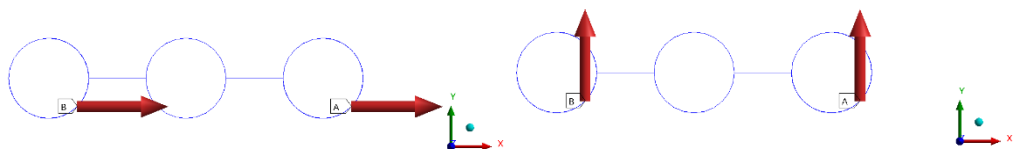
Jelikož síly mohou působit v různých směrech, statická kontrola byla provedena pro celkem 22 zvolených zátěžných stavů. V Tab. 4.2 jsou vypsány složky sil *A* a *B* pro jednotlivé zátěžné stavy a také zkrácený název zátěžného stavu pro jednodušší odkazování v textu. Zvolené zátěžné stavy je možno rozdělit do 6 skupin: ohyb v rovině *xz*, ohyb v rovině *yz*, krut, ohyb v rovině *xz* v kombinaci s krutem, prostorový ohyb a prostorový ohyb v kombinaci s krutem. Vždy první zátěžný stav z každé skupiny je graficky znázorněn na Obr. 4.16. Složky sil ve směru osy *z* jsou vždy nulové, takže provozní síly působí vždy ve směru kolmém k zádržné tyči.

## Nastavení statické analýzy

Pro zátěžné stavy bylo vytvořeno 22 kroků. Následně byla spuštěna lineární statická analýza. Výpočet trval jen 5,25 min.

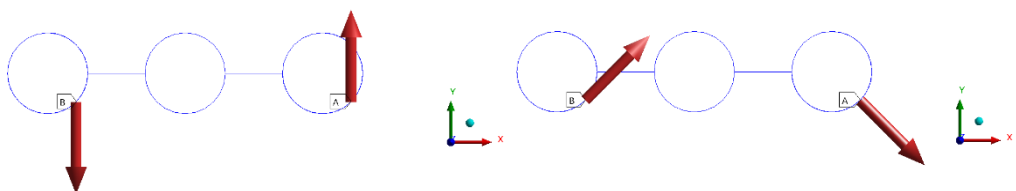
Tab. 4.2 – Tabulka zátěžných stavů

Stav	$A_x$ [N]	$A_y$ [N]	$A_z$ [N]	$B_x$ [N]	$B_y$ [N]	$B_z$ [N]	Název stavu
1	1700	0	0	1700	0	0	Ohyb x
2	-1700	0	0	-1700	0	0	Ohyb -x
3	0	1700	0	0	1700	0	Ohyb y
4	0	-1700	0	0	-1700	0	Ohyb -y
5	0	1700	0	0	-1700	0	Krut +
6	0	-1700	0	0	1700	0	Krut -
7	1202	-1202	0	1202	1202	0	Ohyb x a krut -
8	1202	1202	0	1202	-1202	0	Ohyb x a krut +
9	-1202	-1202	0	-1202	1202	0	Ohyb -x a krut -
10	-1202	1202	0	-1202	-1202	0	Ohyb -x a krut +
11	1202	1202	0	1202	1202	0	Ohyb xy
12	1202	-1202	0	1202	-1202	0	Ohyb x-y
13	-1202	1202	0	-1202	1202	0	Ohyb -xy
14	-1202	-1202	0	-1202	-1202	0	Ohyb -x-y
15	0	1700	0	1202	-1202	0	Ohyb xy a krut +
16	0	1700	0	-1202	-1202	0	Ohyb -xy a krut +
17	0	-1700	0	1202	1202	0	Ohyb x-y a krut -
18	0	-1700	0	-1202	1202	0	Ohyb -x-y a krut -
19	1202	-1202	0	0	1700	0	Ohyb xy a krut -
20	-1202	-1202	0	0	1700	0	Ohyb -xy a krut -
21	1202	1202	0	0	-1700	0	Ohyb x-y a krut +
22	-1202	1202	0	0	-1700	0	Ohyb -x-y a krut +



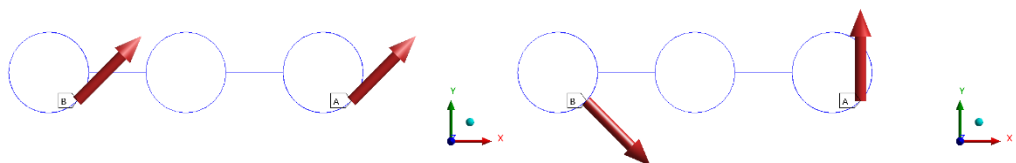
Stav 1: ohyb x

Stav 3: ohyb y



Stav 5: krut +

Stav 7: ohyb x a krut -



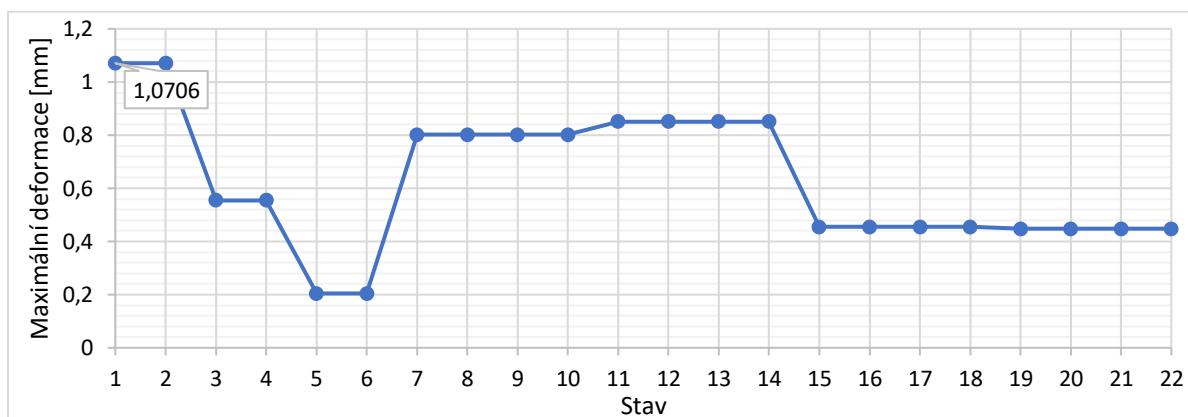
Stav 11: ohyb xy

Stav 15: ohyb xy a krut +

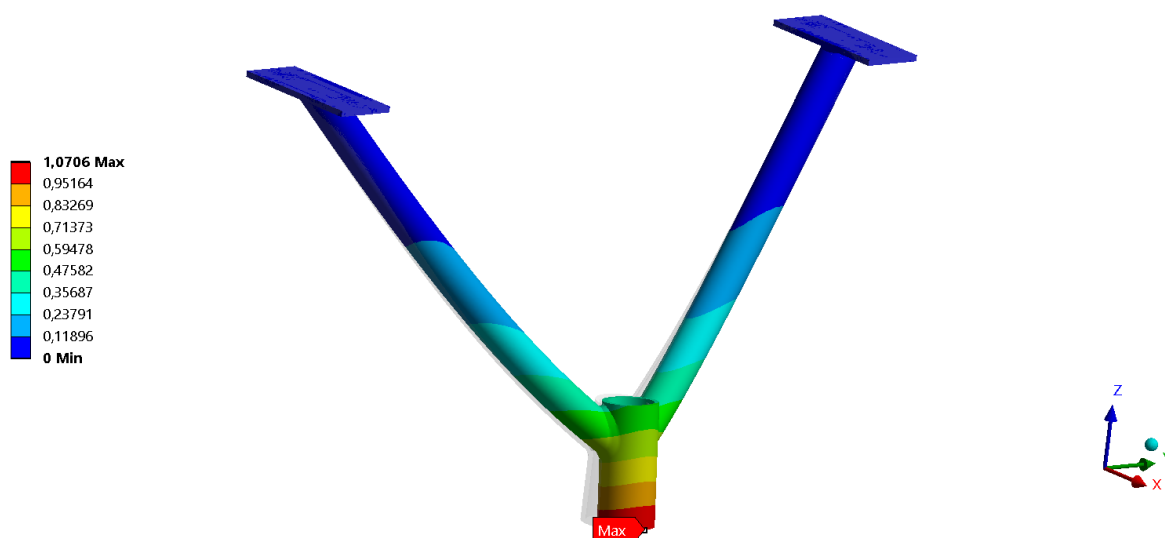
Obr. 4.16 – Vybrané zátěžné stavy

### Výsledky pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 69°

V grafu na Obr. 4.17 jsou vidět maximální celkové deformace na držáku v jednotlivých zátěžných stavech. Největší maximální celková deformace nastává při stavu 1 (tj. ohyb x) a je naprosto stejná jako maximální celková deformace při stavu 2 (tj. ohyb -x). Na Obr. 4.18 je rozložení celkové deformace při ohybu x a maximum 1,07 mm vzniká dle očekávání v dolní části držáku.



Obr. 4.17 – Maximální celkové deformace na držáku ve všech zátěžných stavech

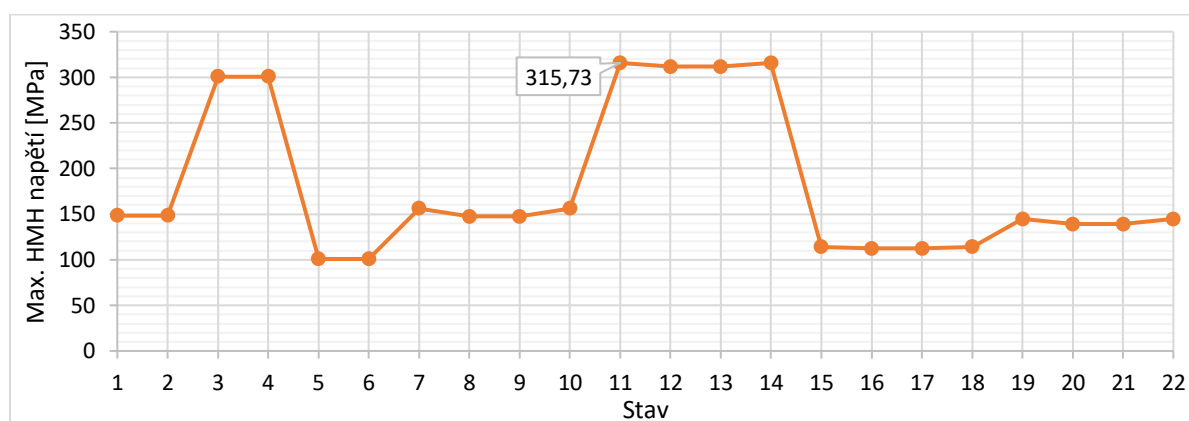


Obr. 4.18 – Celková deformace na držáku při stavu 1 (tj. ohyb x) [mm]

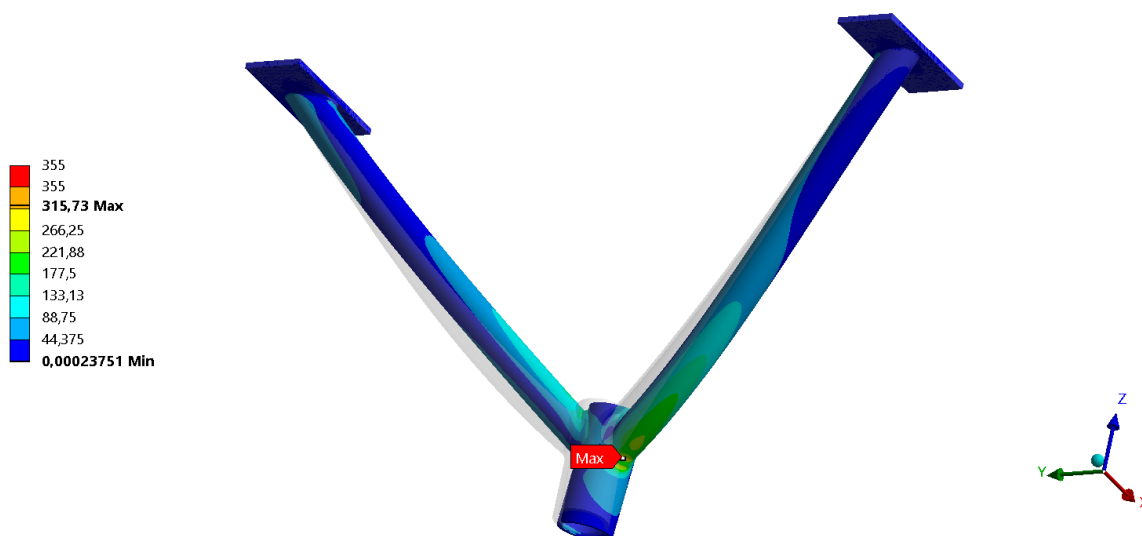
V grafu na Obr. 4.19 jsou vidět maximální ekvivalentní HMH napětí na držáku v jednotlivých zátěžných stavech. Největší maximální ekvivalentní HMH napětí nastává při stavu 11 (tj. ohyb xy) a je opět naprosto stejné jako při stavu 14 (tj. ohyb -x-y). Maximální ekvivalentní HMH napětí při ohybu xy vzniká ve svarovém spojení ramen držáku se středovou trubkou. Jeho hodnota 316 MPa je menší než 355 MPa (tj. mez kluzu oceli S355J2), takže navržený tvar pevnostně vyhovuje. Ve všech zátěžných stavech vzniká maximální napětí ve svarovém spojení ramen držáku se středovou trubkou.

Zajímavé je zjištění, že pro každé dva zátěžné stavy, jejichž provozní síly působí v opačném směru, vychází maximální celková deformace i maximální ekvivalentní HMH napětí stejně. To

je způsobeno tím, že při výpočtu celkové deformace nebo ekvivalentního napětí dochází kvůli druhé mocnině ve vzorci ke zrušení znaménka určujícího směr hlavních deformací a hlavních napětí. Jinými slovy tam, kde je v jednom zátěžném stavu namáhání tahem, bude v opačném zátěžném stavu namáhání tlakem, ale celková deformace a ekvivalentní napětí vyjdou v obou zátěžných stavech stejně s kladným znaménkem. Pozitivní na tomto zjištění je to, že analýzy tohoto typu není potřeba řešit pro 2 opačné zátěžné stavy. Takže počet zátěžných stavů lze snížit na polovinu.



Obr. 4.19 – Maximální ekvivalentní HMM napětí na držáku ve všech zátěžných stavech



Obr. 4.20 – Ekvivalentní HMM napětí na držáku při stavu 11 (tj. ohyb xy) [MPa]

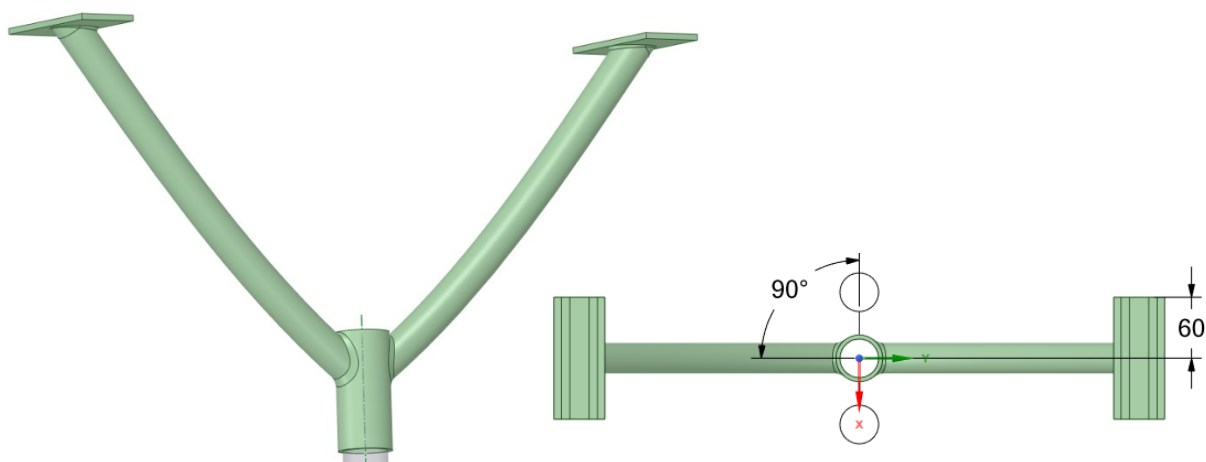
### Závěr pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 69°

Tato varianta má hmotnost 1,95 kg a pevnostně vyhovuje. Jedná se tedy o použitelnou variantu držáku, pokud mohou být jeho příruby posunuty mimo původně vymezený prostor pro optimalizaci.

Podobných statických analýz bylo provedeno mnoho. Jejich nastavení bylo vždy stejné a lišily se pouze geometrickým modelem. Proto u podobných statických analýz bude v dalším textu uveden už jen odlišný geometrický model a výsledky.

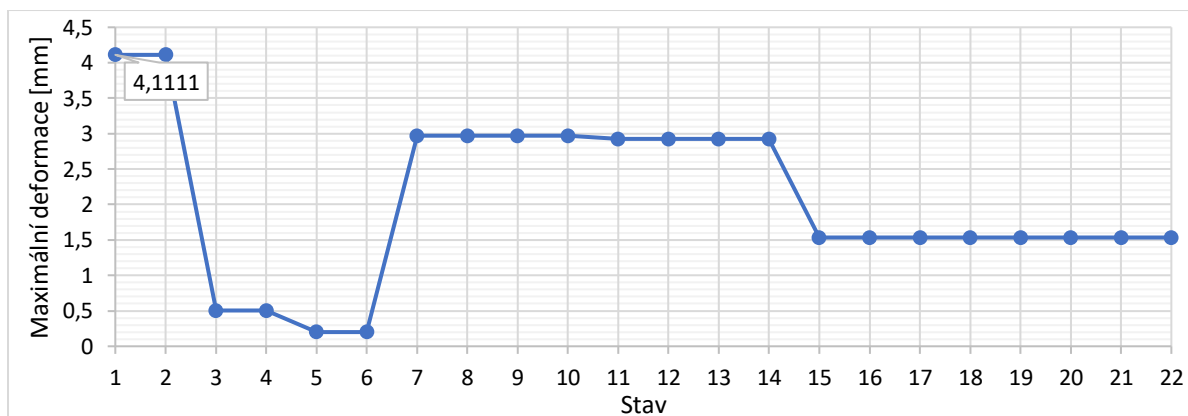
### Výsledky pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 90°

Při pohledu na výsledek TO si autor této práce kladl otázku, proč jsou v navrženém optimálním tvaru ramena držáku vůči ose x pod úhlem asi 69°, a ne pod úhlem 90°, kdy by bylo spojení středové trubky s přírubami provedeno nejkratší možnou cestou. Pro získání odpovědi byla provedena statická kontrola s geometrickým modelem na Obr. 4.21. Rozměry všech částí držáku jsou v této variantě stejné jako u varianty držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 69° (viz Obr. 4.12). Jediným rozdílem je odlišný sklon trubkových ramen držáku.



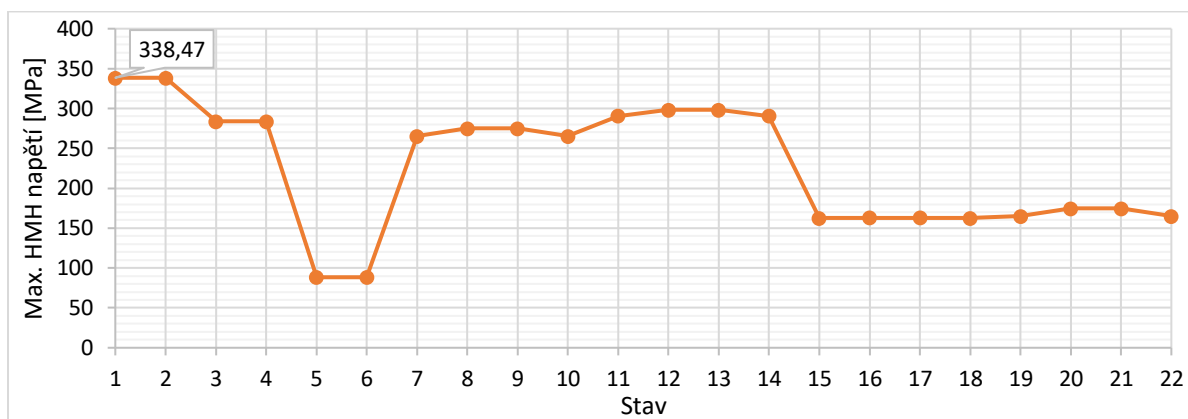
Obr. 4.21 – Tvar držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 90° – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora [mm]

Z porovnání grafů na Obr. 4.22 a Obr. 4.23 s obdobnými grafy u předchozí varianty držáku jsou vidět významné změny. Maximální deformace při stavech 1, 2 (tj. ohyb x, ohyb -x) se zvětšila téměř čtyřikrát.

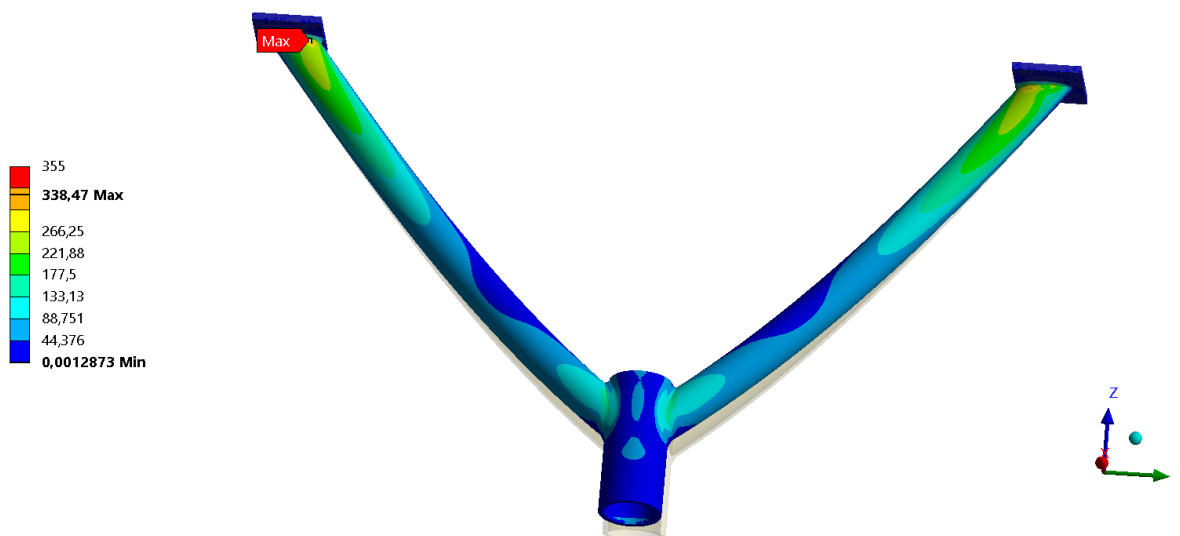


Obr. 4.22 – Maximální celkové deformace na držáku ve všech zátěžných stavech

Původně nejvyšší maximální napětí při stavech 3, 4 a 11 až 14 mírně poklesla z 316 MPa na 298 MPa, ale maximální napětí při stavech 1, 2 (tj. ohyb x, ohyb -x) se zvětšila více než dvojnásobně na hodnotu 338 MPa, což je nyní největší maximální napětí. Při stavech 1, 2 nyní vzniká maximální napětí ve svaru mezi ramenem a přírubou držáku, viz Obr. 4.24.



Obr. 4.23 – Maximální ekvivalentní HMM napětí na držáku ve všech zátěžných stavech



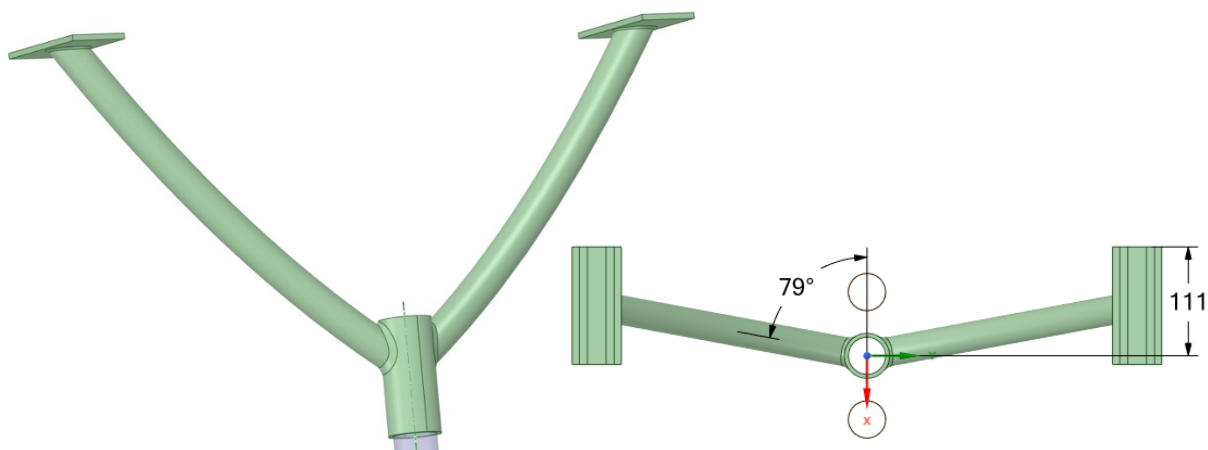
Obr. 4.24 – Ekvivalentní HMM napětí na držáku při stavu 1 (tj. ohyb x) [MPa]

### Závěr pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 90°

Tato varianta držáku váží 1,93 kg. Napřímením trubkových ramen držáku došlo k více než zdvojnásobení napětí při ohybu x. Jeho hodnota 338 MPa je sice menší než mez kluzu 355 MPa, ale tato varianta držáku má horší pevnostní vlastnosti než předchozí, protože největší maximální napětí je vyšší, a navíc vzniká při typu zatížení, které bude mít při reálném provozu regionální jednotky pravděpodobně vysokou hodnotu (tj. zatížení v podélném směru při brždění).

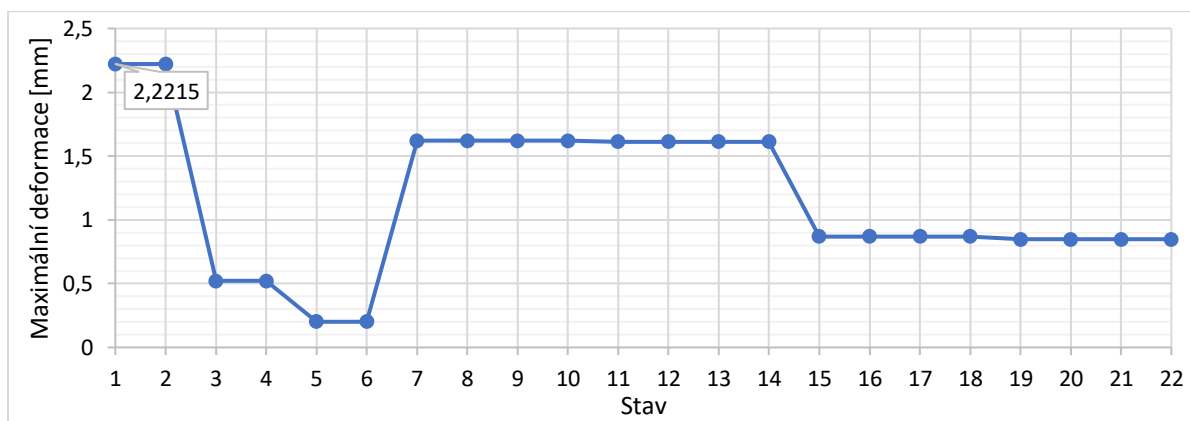
### Výsledky pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 79°

Dále byla provedena statická kontrola s geometrickým modelem na Obr. 4.25. Ramena držáku jsou v této variantě držáku vůči ose  $x$  pod úhlem 79°. Tato hodnota sklonu ramen odpovídá nejvzdálenější možné poloze přírub od roviny  $yz$  (tzn. 111 mm), aby byly ještě celé v původně definovaném optimalizačním prostoru. Rozměry všech částí držáku jsou v této variantě stejné jako u varianty držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 69° (viz Obr. 4.12). Jediným rozdílem je odlišný sklon trubkových ramen držáku.



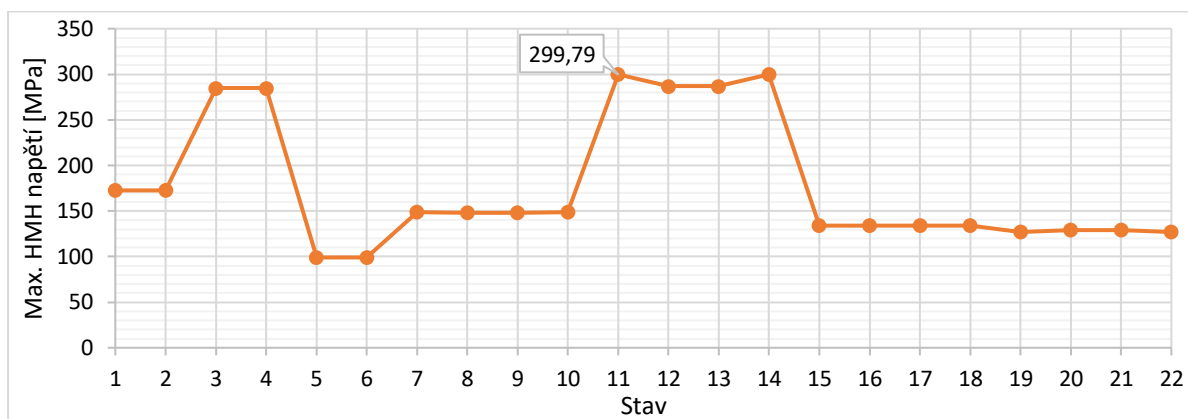
Obr. 4.25 – Tvar držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 79° – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora [mm]

Grafy na Obr. 4.26 a Obr. 4.27 mají tvarově velmi podobný průběh jako v případě držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 69°, protože obě varianty mají ramena držáku pod úhlem menším než 90°. Největší maximální deformace je opět při stavech 1, 2 (tj. ohyb  $x$ , ohyb  $-x$ ) a je asi dvakrát větší než u varianty s úhlem ramen 69°.

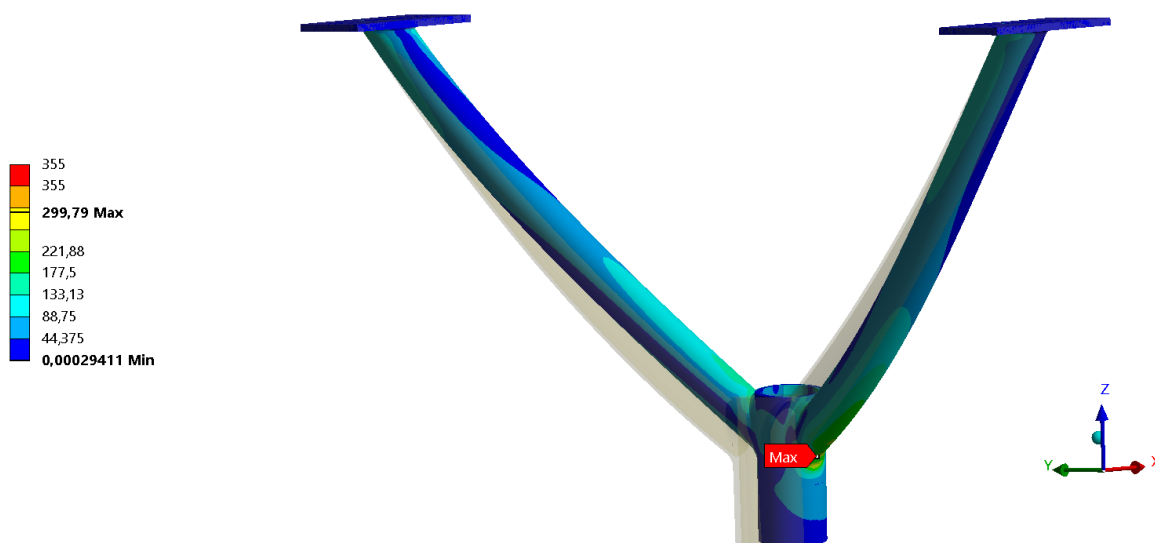


Obr. 4.26 – Maximální celkové deformace na držáku ve všech zátěžných stavech

Největší maximální napětí 300 MPa nastává při stavech 11, 14 a je nejnižší ze všech tří zatím zkoumaných variant držáku z trubek. Průběh napětí při stavu 11 je na Obr. 4.28.



Obr. 4.27 – Maximální ekvivalentní HMM napětí na držáku ve všech zátěžných stavech



Obr. 4.28 – Ekvivalentní HMM napětí na držáku při stavu 11 (tj. ohyb xy) [MPa]

### Závěr pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 79°

Tato varianta držáku váží 1,94 kg. Největší maximální napětí vzniká při ohybu xy a má velikost 300 MPa, což je výrazně méně než mez kluzu 355 MPa. Výhodné je, že maximální napětí při ohybu x je jen 173 MPa, protože zatížení ve směru jízdy je v reálném provozu nejpravděpodobnější velké zatížení. Slabinami držáku z trubek jsou jednoznačně svarové spoje, které musí být dostatečně velké. Mezi trubkovými rameny a přírubami byly modelovány svary z2 a mezi trubkovými rameny a středovou trubkou byly modelovány svary z4.

### Závěr pro držák z trubek 28 x 2 pod úhlem 79°

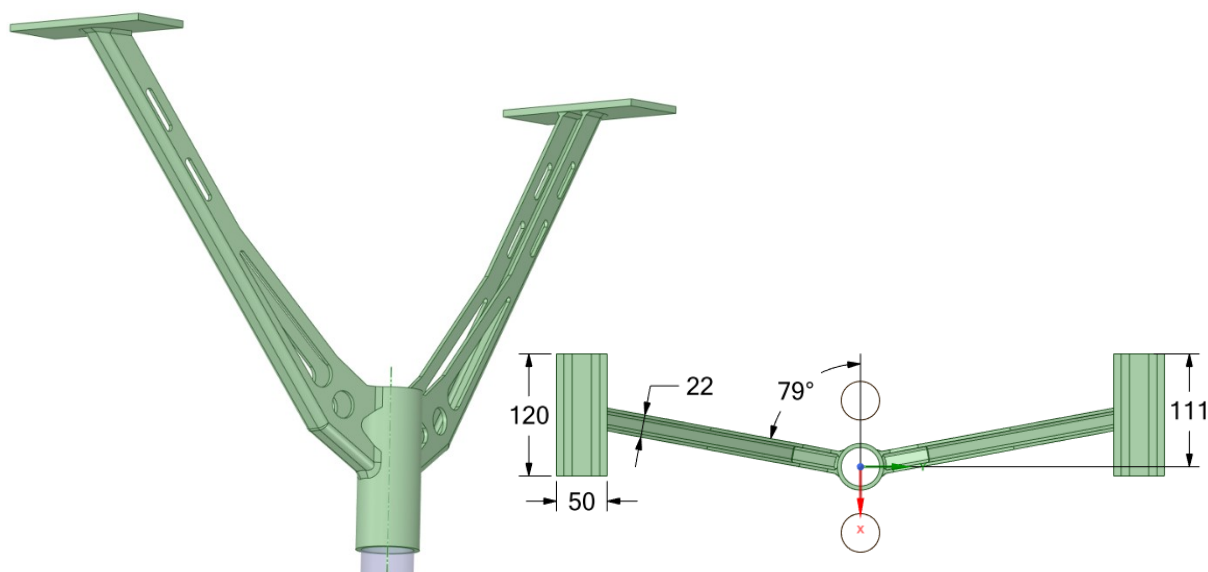
Zmenšením průměru trubkových ramen z 30 mm na 28 mm se získala další varianta držáku, která váží 1,84 kg. Grafy maximálních deformací a napětí pro jednotlivé zátěžné stavy mají téměř stejný tvar jako u držáku z trubek 30 x 2 pod úhlem 79°, ale hodnoty maximálních deformací a napětí se zvýšily. Největší maximální napětí vzniká při ohybu xy a má velikost 325 MPa, což je stále hodnota menší než mez kluzu uvažované konstrukční oceli S355J2 a tato varianta držáku z trubek také vyhovuje.



#### 4.2.5 Držák z ohýbaných plechů

Na základě poznatků ze zkoumání různých variant držáku z trubek byl navržen nový koncept držáku, který má ramena z ohýbaných plechů. Varianty držáku s různými tloušťkami a šířkami plechových ramen byly postupně vylepšovány na základě výsledků statických kontrol se stejným nastavením, jako tomu bylo u držáku z trubek, viz podkapitola 4.2.4. Výsledkem byl tvar držáku na Obr. 4.29.

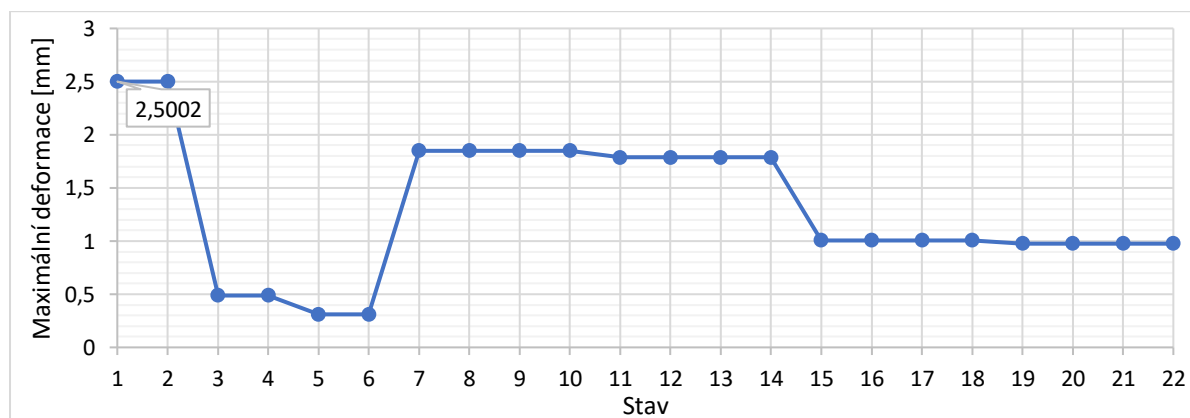
Ramena držáku svírají s osou  $x$  úhel  $79^\circ$  a jsou vyrobena z ohýbaného plechu tloušťky 3 mm. Šířka ramen je 22 mm. Mezi přírubami a rameny jsou pomocí zkosení modelovány svary z3 a mezi rameny a středovou trubicou svary z6. V ramenech jsou podle výsledku TO vyřezány otvory kvůli snížení hmotnosti.



Obr. 4.29 – Tvar držáku z ohýbaných plechů – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora [mm]

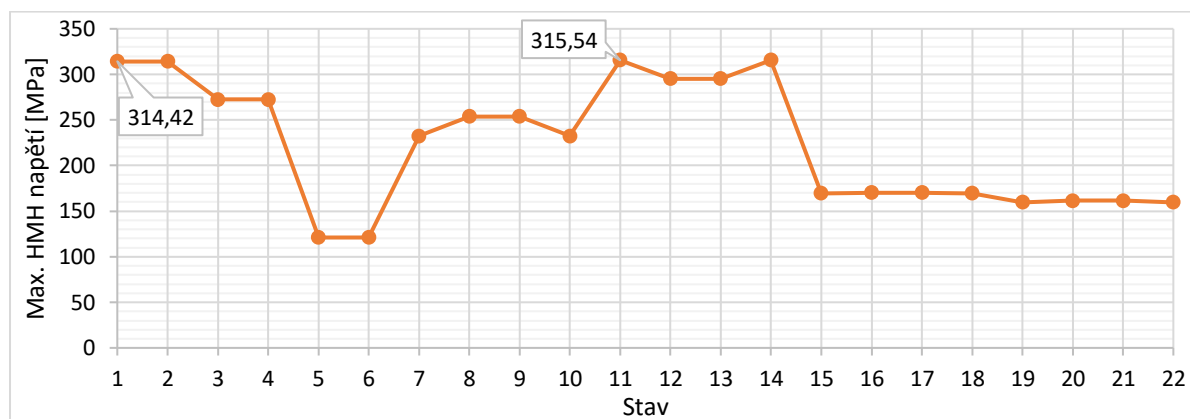
#### Výsledky statické kontroly pro držák z ohýbaných plechů

Graf na Obr. 4.30 je tvarově podobný grafu pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem  $79^\circ$  na Obr. 4.26. Největší maximální deformace vzniká při stavech 1, 2 (tj. ohyb  $x$ , ohyb  $-x$ ) a její hodnota 2,5 mm je mírně vyšší oproti největší maximální deformaci 2,2 mm u držáku z trubek.

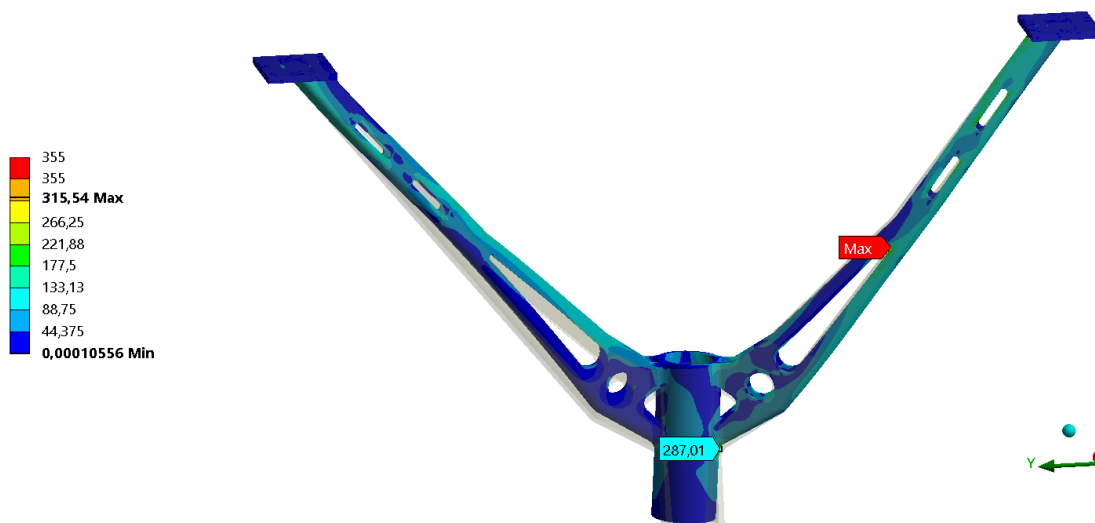


Obr. 4.30 – Maximální celkové deformace na držáku ve všech zátěžných stavech

Graf na Obr. 4.31 má výrazně rozdílný tvar oproti grafu pro držák z trubek 30 x 2 pod úhlem 79° na Obr. 4.27. Největší maximální napětí vzniká ve stavech 11, 14 (tj. ohyb xy, ohyb -x-y). Téměř stejně vysoká maximální napětí vznikají ve stavech 1, 2 (tj. ohyb x, ohyb -x). Průběh napětí ve stavu 11 je vidět na Obr. 4.32. Ve svaru ramena se středovou trubkou je maximální napětí jen 287 MPa a maximální napětí 316 MPa je jen napěťová špička v jediném uzlu na zaoblení otvoru, kterou lze považovat za singularitu.



Obr. 4.31 – Maximální ekvivalentní HMM napětí na držáku ve všech zátěžných stavech



Obr. 4.32 – Ekvivalentní HMM napětí na držáku při stavu 11 (tj. ohyb xy) [MPa]

### Závěr pro držák z ohýbaných plechů

Tato varianta držáku váží 2,02 kg. Největší maximální napětí, které v držáku může vzniknout, je při ohybu xy a má velikost asi 287 MPa, což je výrazně méně než mez kluzu 355 MPa. Tato varianta pevnostně vyhovuje. Výhodou držáku z ohýbaných plechů oproti držáku z trubek je velká variabilita ve tvarování jeho ramen. Další úpravou vyřezaných otvorů nebo tvarováním horní hrany ramen je možné dosáhnout dalšího snížení hmotnosti.

#### 4.2.6 Držák vyrobený 3D tiskem z hliníkové slitiny

Poslední návrh tvaru držáku byl vytvořen pro technologii 3D tisku kovů. Snahou bylo vytvoření komplexního tvaru podle TO, který byl následně porovnán s navrženými tvary držáku z trubek nebo ohýbaných plechů kvůli rozhodnutí, jestli se drahý 3D tisk kovů vyplatí.

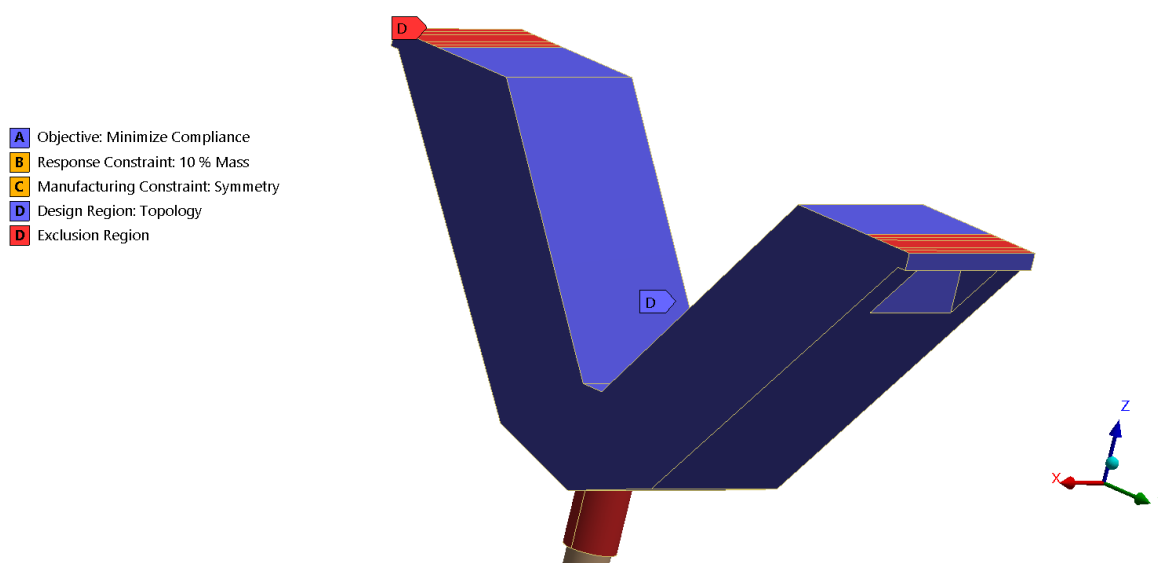
Aby mohl komplexní tvar držáku vyrobený 3D tiskem hmotnostně konkurovat tenkostěnným ocelovým držákům z trubek nebo ohýbaných plechů, bylo potřeba zvolit materiál s nižší hustotou, která umožní větší objem držáku a současně nižší hmotnost.

Zvoleným materiálem je hliníková slitina AlSi10Mg-0403 ve formě prášku od výrobce Renishaw. Z tohoto materiálu je možno tisknout např. v laboratoři ProtoLab, která sídlí v areálu VŠB – Technické univerzity Ostrava. Součást vyrobená 3D tiskem nemá izotropní materiálové vlastnosti a výrobce uvádí odlišné materiálové vlastnosti pro různé směry. Pro zjednodušení výpočtu byla hliníková slitina uvažována jako izotropní materiál s parametry, které odpovídají nejnižším katalogovým hodnotám. Uvažované materiálové parametry jsou převzaty z katalogového listu společnosti Renishaw [11] a jsou uvedeny v Tab. 4.3.

Tab. 4.3 – Materiálové vlastnosti hliníkové slitiny AlSi10Mg-0403

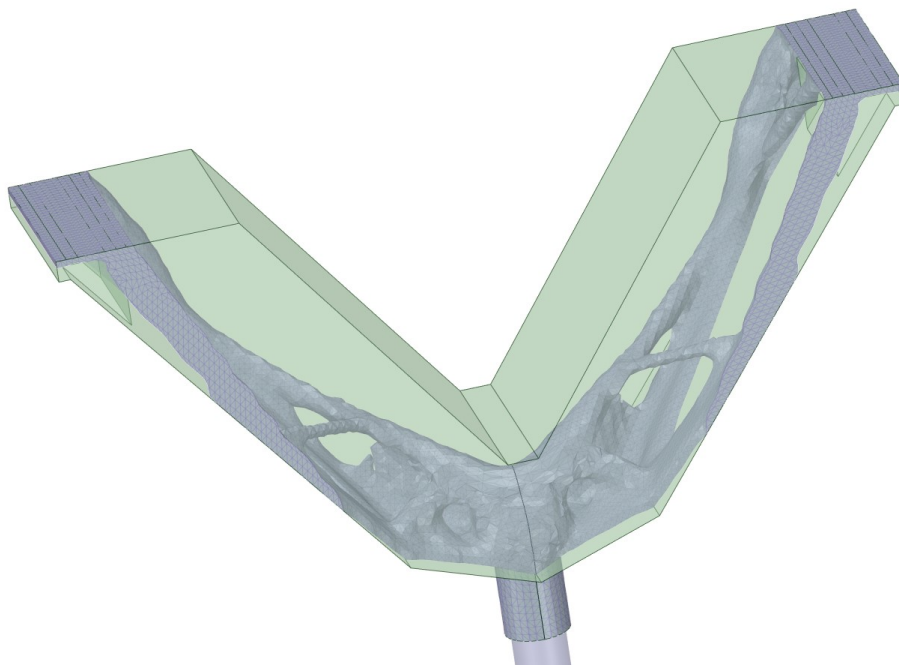
Modul pružnosti v tahu [GPa]	72
Poissonovo číslo [-]	0,33
Hustota [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	2680
Mez kluzu [MPa]	209

Speciálně pro tento návrh byly provedeny další TO se stejným nastavením, jak je uvedeno v podkapitole 4.1. Rozdílný byl jen materiálový model a tvar optimalizačního prostoru, který byl mírně upraven, aby řešiči umožnil snadnější vytvoření ramen držáku na obou stranách přírub. Modifikovaný tvar optimalizačního prostoru spolu s nastavením TO je na Obr. 4.33.



Obr. 4.33 – Nastavení TO pro držák 3D tiskem

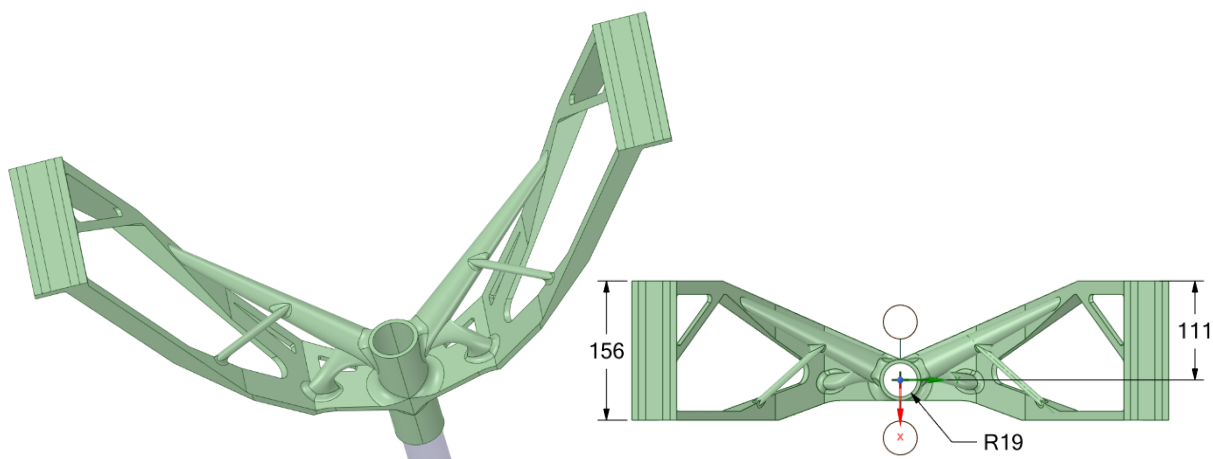
Procento ponechání hmotnosti bylo postupně snižováno z 20 % na 5 %. Při ponechání méně než 10 % původní hmotnosti optimalizačního prostoru se ke každé přírubě tvořilo už jen jedno rameno. Jako vzor pro tvorbu geometrie byl proto použit výsledek TO při ponechání 10 % původní hmotnosti. Navrhovaný optimální tvar TO je na Obr. 4.34 a má hmotnost 2,94 kg.



Obr. 4.34 – Výsledek TO pro držák 3D tiskem

Výsledek TO byl přemodelován, aby byly odstraněny nerovnosti povrchu navrhovaného optimálního tvaru a aby se co nejvíce snížila jeho hmotnost. Přemodelovaný držák byl postupně vylepšován na základě výsledků statických kontrol se stejným nastavením, jako tomu bylo u držáku z trubek, viz podkapitola 4.2.4. Výsledkem je tvar držáku na Obr. 4.35.

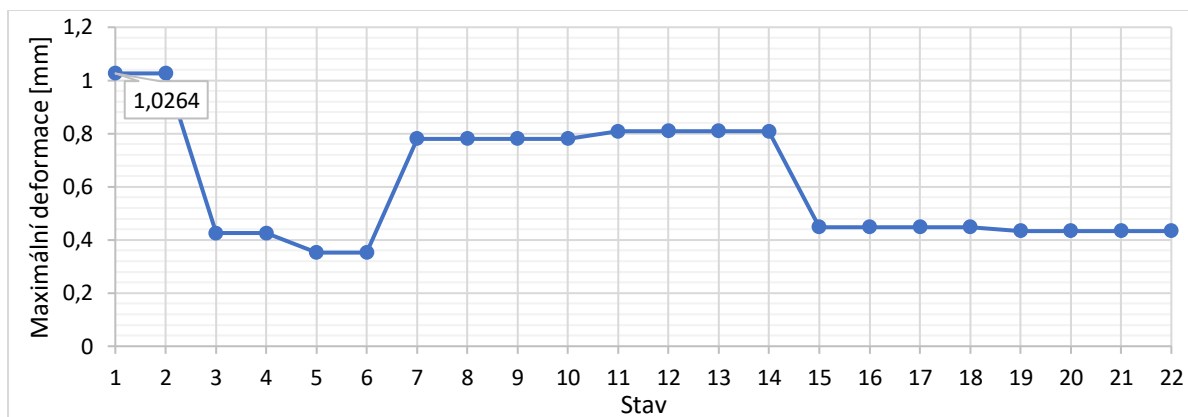
Příruby držáku jsou se středovou tyčí propojeny pomocí dvou ramen, která jsou dále propojena výztuhami. Rameno ve vzdálenosti 111 mm od roviny yz je na základě TO masivnější, což naznačuje jeho větší důležitost z hlediska pevnosti. Kuželová výztuha spojená s masivnějším ramenem je kvůli požadavku na nízkou hmotnost dutá.



Obr. 4.35 – Tvar držáku 3D tiskem z hliníkové slitiny – vlevo: 3D pohled; vpravo: pohled shora [mm]

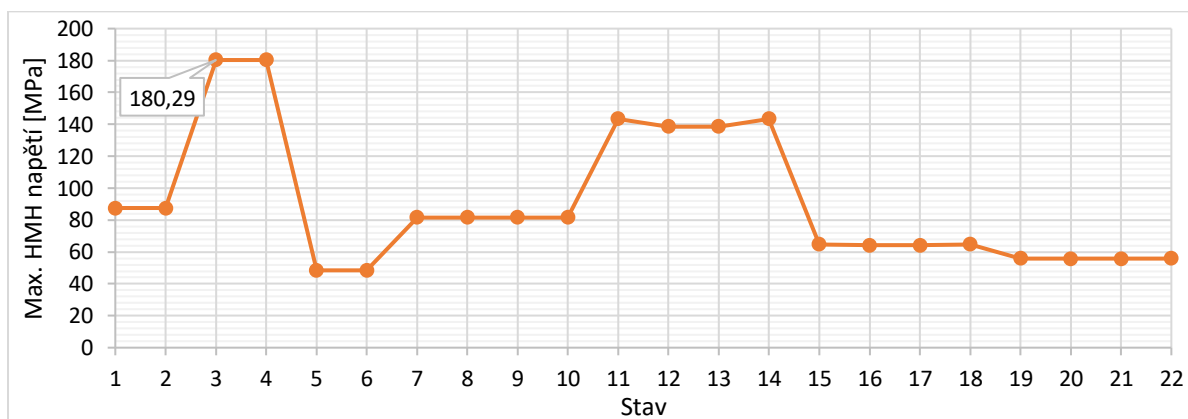
## Výsledky statické kontroly pro držák 3D tiskem

Podle grafu na Obr. 4.36 je největší maximální deformace jen 1,03 mm, což je ze všech dříve uvedených variant držáků nejnižší hodnota.



Obr. 4.36 – Maximální celkové deformace na držáku ve všech zátěžných stavech

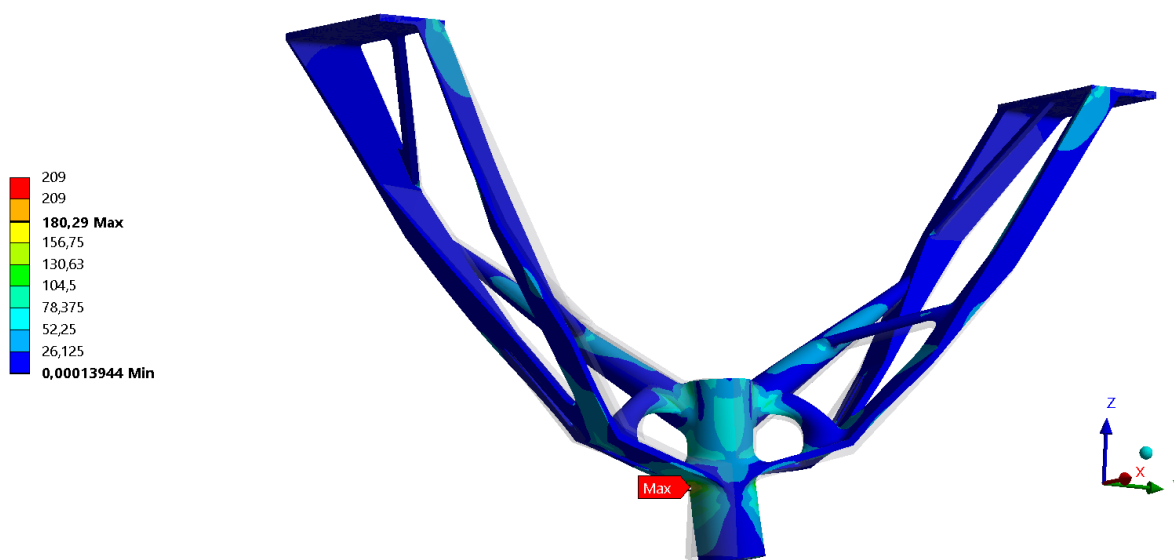
Podle grafu na Obr. 4.37 vzniká největší maximální napětí při stavech 3, 4 (tj. ohyb y, ohyb -y). Jeho hodnota je 180 MPa a podle Obr. 4.38 vzniká ve spojení ramen se středovou trubkou. Maximální napětí je menší než mez kluzu uvažované hliníkové slitiny 209 MPa, takže tato varianta držáku pevnostně vyhovuje.



Obr. 4.37 – Maximální ekvivalentní HMH napětí na držáku ve všech zátěžných stavech

## Závěr pro držák 3D tiskem z hliníkové slitiny

Tato varianta držáku váží 1,65 kg, což je nejméně ze všech dříve uvedených variant držáku. Držák pevnostně vyhovuje. Jeho oblasti s nízkými hodnotami napětí při všech zátěžných stavech je možné zmenšit a tvar držáku dále libovolně upravovat, čímž může být dosaženo ještě nižší hmotnosti. Navržený tvar držáku pro 3D tisk není finálním návrhem, ale spíše ukázkou, že složitým tvarováním lze vytvořit držák s výrazně vyššími užitnými vlastnostmi ve srovnání s ocelovými držáky z trubek nebo ohýbaných plechů. Nicméně výrobní cena držáku by podle odhadu laboratoře ProtoLab byla přes 100 000 Kč, což je nesrovnatelně více, než výrobní cena držáku z trubek nebo ohýbaných plechů. Dokud budou výrobní ceny 3D tisku kovů takto vysoké, nemá smysl držák 3D tiskem vyrábět.



Obr. 4.38 – Ekvivalentní HMH napětí na držáku při stavu 3 (tj. ohyb y) [MPa]

### 4.3 Zhodnocení navržených variant držáků

Na základě výsledku TO byly vymodelovány 4 různé typy držáků nad stropem: odlitek, ocelový svařenec z trubek, ocelový svařenec z ohýbaných plechů a 3D výtisk z hliníkové slitiny.

Odlitek je nevhodným typem kvůli jeho vysoké hmotnosti, křehkosti a výrobní ceně na kus při malosériové výrobě. Při výrobě držáku 3D tiskem z hliníkové slitiny lze dosáhnout nejnižší hmotnosti ze všech typů, ale kvůli vysoké výrobní ceně je 3D výtisk také nevhodným řešením pro požadovanou aplikaci. Navíc návrh držáku pro 3D tisk je časově náročnější ve srovnání s návrhem svařenců a pro vystihnutí optimálního rozložení materiálu je vždy potřeba provést časově náročnou TO.

Ocelový svařenec z trubek nebo z ohýbaných plechů se jeví jako 2 nejvhodnější typy držáků pro upevnění zádržné tyče. Výroba držáku s rameny z trubek je snadnější a levná. Trubka má uzavřený tenkostěnný profil a výborně odolává různým typům zatížení i při malé tloušťce stěny. Držák s rameny z ohýbaných plechů zase disponuje možností změny průřezu ramena po jeho délce, takže v místech připojení ke středové trubce a k přírubě může být rameno z ohýbaných plechů dostatečně rozšířeno, což vede ke snížení maximálního napětí na držáku.

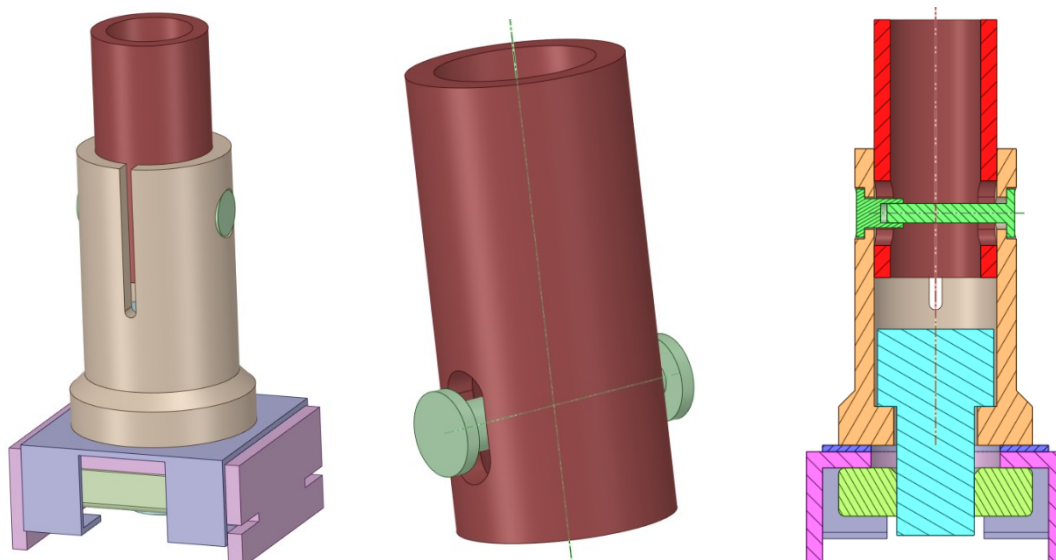
U obou typů svařenců je důležité, aby ramena nebyla kolmá k podélnému směru  $x$ , ale aby s ním svírala úhel přibližně  $79^\circ$ . Přitom nezáleží na tom, jestli ramena svírají úhel  $79^\circ$  s kladným nebo záporným směrem osy  $x$ . Je to proto, že nejpravděpodobnější velké namáhání je ve směru nebo proti směru jízdy (tj. ohyb  $x$  nebo ohyb  $-x$ ) a při tomto namáhání dochází u držáku s šikmými rameny k pozitivnímu namáhání ramen tahem nebo tlakem a vzniklé napětí ve spojení ramen s přírubami je tím menší.

## 5 Statická kontrola upevnění zádržné tyče

V kapitole 2 byly z hlediska funkčnosti navrženy 2 vhodné typy upevnění zádržné tyče nahoře a 2 vhodné typy upevnění zádržné tyče dole. Cílem této kapitoly je všechny 4 typy upevnění pevnostně zkontrolovat a případně je, zejména rozměrově, optimalizovat. V analýzách bude používán držák z ohýbaných plechů, který byl navržen v předchozí kapitole. Všechny výpočty v této kapitole byly provedeny pomocí komerčního MKP software ANSYS Workbench [6].

### 5.1 Statická kontrola dolního upevnění sevřením

Na Obr. 5.1 je pro připomenutí znovu ukázán princip dolního upevnění sevřením, který byl vysvětlen v kapitole 2. Tento typ upevnění zádržné tyče byl postupně zejména rozměrově optimalizován na základě výsledků ze statických analýz, které měly principiálně podobné nastavení jako tato ukázková analýza, která je statickou kontrolou výsledné varianty dolního upevnění sevřením.



Obr. 5.1 – Princip dolního upevnění sevřením

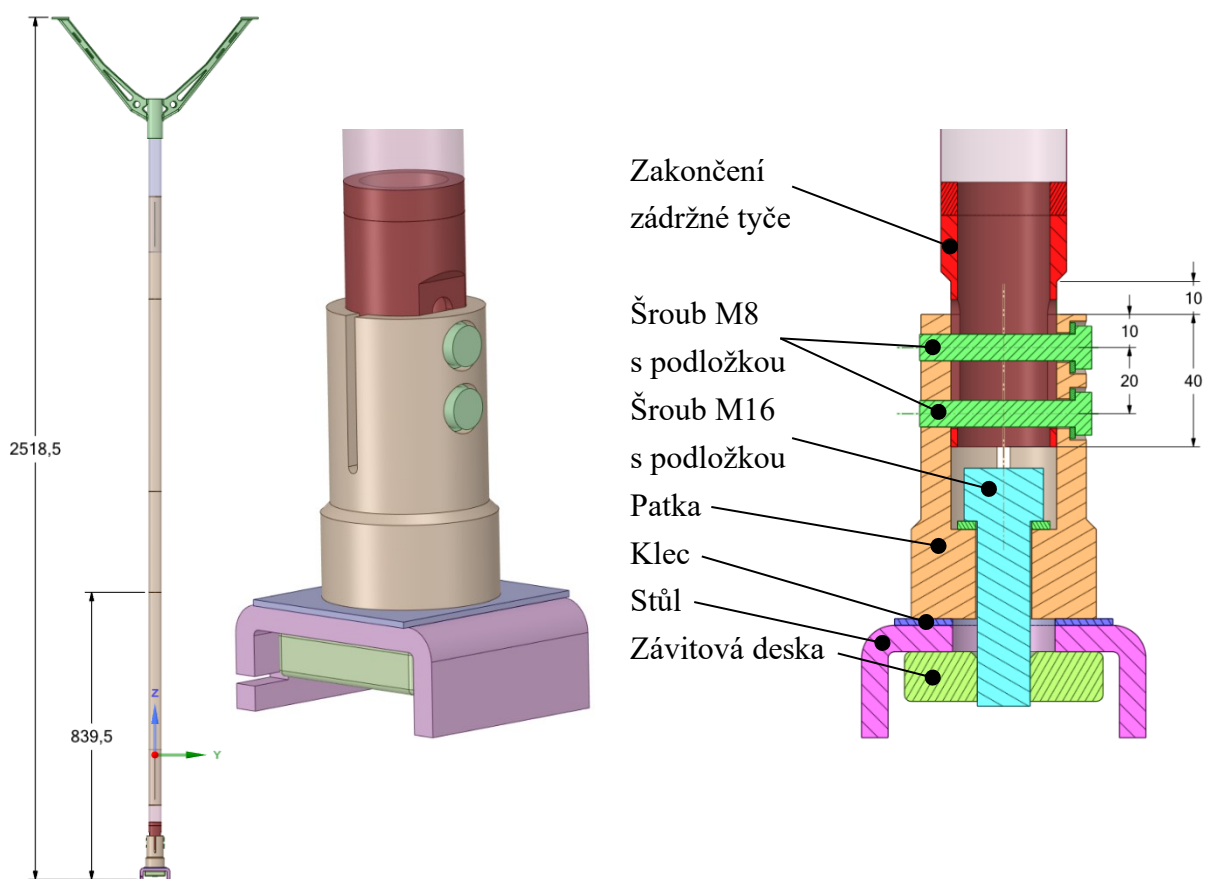
#### Geometrický model

Geometrický model je ukázán na obrázku Obr. 5.2. Na základě statických analýz byly provedeny následující změny vůči původní variantě na Obr. 5.1. Stůl byl upraven do výrobitelné podoby z ohýbaného plechu a jeho tloušťka musela být zvětšena z 5 mm na 8 mm. Klec byla pro potřeby statické analýzy ořezána o části, které na analýzu nemají vliv, ale sníží celkový počet elementů v síti. Ve skutečnosti bude mít původní tvar klece zaoblené přechody, aby mohla být vyrobena jako ohýbaný plech. Původní velký šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem měl velikost M24 a mohl být zmenšen na M16. Místo jednoho šroubu se speciální maticí bylo potřeba použít 2 šrouby M8 s nízkou válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. Pod všechny 3 šrouby byly přidány příslušné podložky. Kvůli dvěma šroubům bylo potřeba zvětšit



délku zasunutí zakončení zádržné tyče do patky z  $(40 \pm 5)$  mm na  $(45 \pm 5)$  mm. Analýza je řešena pro stav nejmenšího možného zasunutí tyče do patky, protože v tomto stavu vzniká ve spojení největší napětí. Asi nejvýznamnější změnou je tvarový styk zádržné tyče s patkou. Zakončení zádržné tyče je v oblasti oválných drážek seříznuta. V horní části patky je naopak v místě děr pro šrouby materiál přidán. Tedy tloušťka stěny horní části patky je 6 mm a v okolí děr pro šrouby je zvětšena na 9 mm. Díky této změně se zlepšily vlastnosti sevření, kdy je k dosažení dostatečné stykové plochy po sevření v zásadě potřeba svírat tenkostěnnou součást v tlustostěnné. Dále díky zesílení stěny patky je možné zašroubovat šrouby přímo do závitu patky.

Zádržná tyč byla ve vzdálenosti 839,5 mm od dolní hrany stolu rozřezána rovinou, aby vznikly kružnice pro aplikování provozních sil. Tato vzdálenost odpovídá třetině délky celého modelu. Spojení zádržné tyče s držákem nad stropem je kvůli ušetření elementů sítě provedeno pouze nasunutím trubky držáku na zádržnou tyč.



Obr. 5.2 – Geometrický model výsledné varianty dolního upevnění sevřením [mm] – zleva: 3D pohled; detail; řez rovinou yz

## Materiál

Stůl bude vyroben ze stejného materiálu jako hrubá stavba. Proto mu byly přiřazeny materiálové vlastnosti hliníkové slitiny EN AW- $\text{AlSiMg(A)}$  - EN AW-6005A-T6 podle materiálového listu [12], které jsou uvedeny v Tab. 5.1. Ostatní součásti jsou ocelové a byly jim přiřazeny elastické konstanty (tj. modul pružnosti v tahu a Poissonovo číslo) oceli S355J2



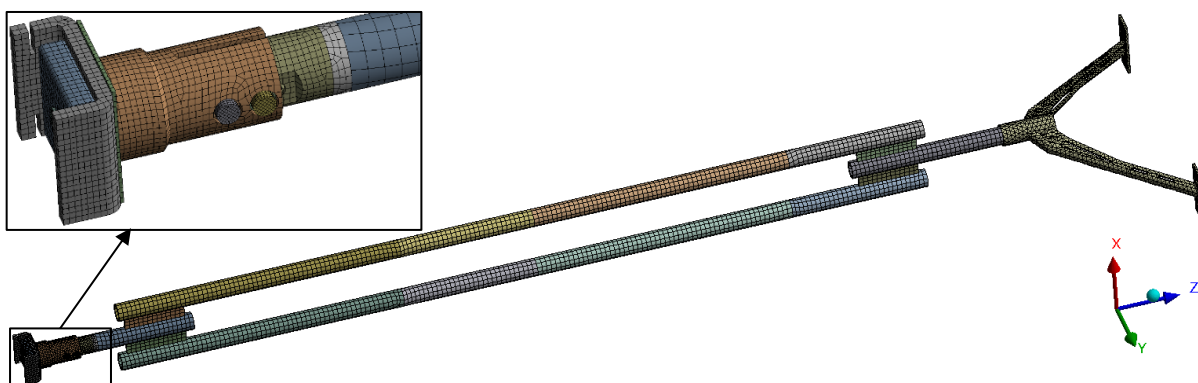
podle Tab. 4.1. Šrouby a matice budou samozřejmě vyrobeny z pevnější oceli, takže při posuzování přípustnosti napětí bude u šroubů a matic uvažována mez kluzu v závislosti na třídě pevnosti.

Tab. 5.1 – Materiálové vlastnosti hliníkové slitiny EN AW-AlSiMg(A) - EN AW-6005A-T6

Modul pružnosti v tahu [GPa]	70
Poissonovo číslo [-]	0,33
Hustota [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	2710
Smluvní mez kluzu při deformaci 0,2 % [MPa]	200

### Konečnoprvková síť

Vytvořená konečnoprvková síť je na Obr. 5.3. Zádržná tyč je vysítovaná pomocí kvadratických převážně čtvercových skořepinových elementů větších rozměrů. Držák je vysítován pomocí kvadratických čtyřstěnů větších rozměrů. Předmětem analýzy je dolní upevnění, jehož součásti byly vysítovány pomocí kvadratických převážně šestistěnů co nejmenších rozměrů. Snahou bylo, aby po tloušťce stěny byly vždy alespoň 2 kvadratické elementy. Kvůli záměru modelovat předpětí šroubů je důležité, aby jejich síť byla co nejpravidelnější. Síť obsahuje téměř 256 000 uzlů, což je limit používané akademické licence.



Obr. 5.3 – Konečnoprvková síť pro statickou kontrolu dolního upevnění sevřením

### Kontakty

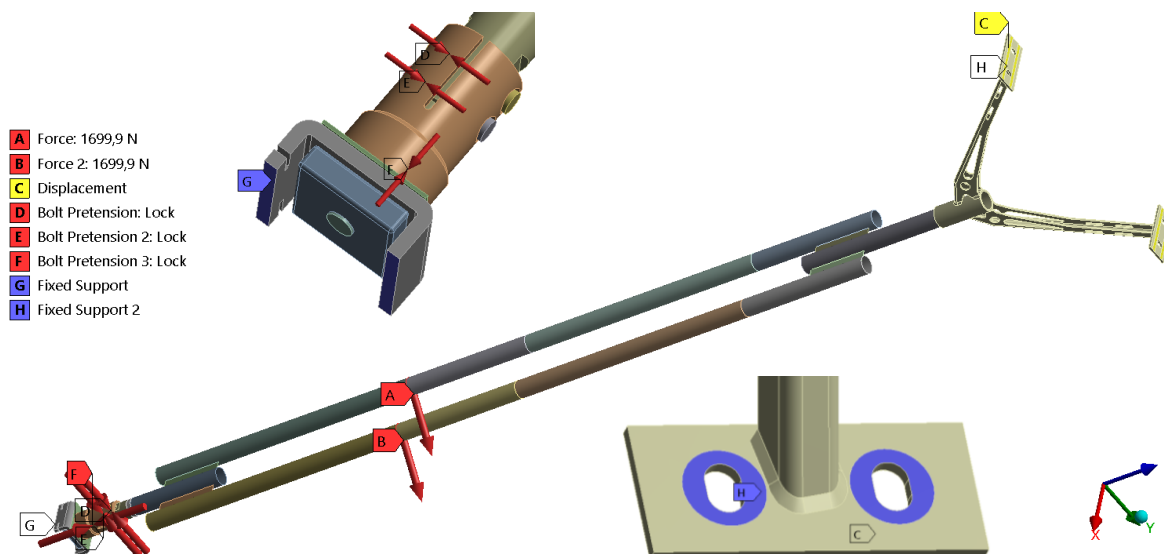
V analýze byly použity 2 typy kontaktů: slepení (angl. bonded) a třecí kontakt s koeficientem tření 0,15. Tato hodnota koeficientu smykového tření se v analýzách běžně používá ve styku dvou kovových materiálů. Hodnoty koeficientu smykového tření pro různé dvojice materiálů se v literatuře různí, protože jeho hodnota je závislá na spoustě faktorech. Podle [13] odpovídá hodnota 0,15 hodnotě koeficientu smykového tření mezi oceli a oceli nebo oceli a hliníkem při mazání stykové plochy. To platí pod hlavou šroubu. Ostatní stykové plochy v modelu se ve skutečnosti nemazou, protože je žádoucí, aby mezi nimi byl koeficient smykového tření a tím i samotná třecí síla co největší. Nastavená hodnota 0,15 je v těchto případech brána jako řešení nejhoršího možného stavu, tedy na straně vyšší bezpečnosti.

V analýze budou modelovány předepjaté šroubové spoje. Proto mezi šroubem M16 a závitovou deskou, mezi šrouby M8 a závitovými dírami v patce byly nastaveny kontakty

slepení. Kontakt slepení byl dále nastaven mezi dolním zakončením zádržné tyče a zbytkem zádržné tyče, který je modelován jen plochami. Další kontakt slepení je pro jednoduchost mezi horním koncem zádržné tyče a trubicou držáku na stropem. Všechny ostatní kontakty součástí dolního upevnění jsou nastavené jako třecí s koeficientem tření 0,15.

### Okrajové podmínky

Příruby držáku jsou vetknuty ve stykových plochách s podložkami, viz označení *H* na Obr. 5.4 a dále je jim zamezen posuv ve směru osy *z* na stykových plochách s C-drážkami, viz označení *C*. Dosedací plochy stolu ke spodku hrubé stavby jsou vetknuty, viz označení *G*.



Obr. 5.4 – Okrajové podmínky a zatížení 5. zátěžným stavem pro statickou kontrolu dolního upevnění sevřením

### Zatížení

Zádržná tyč je zatížena dvěma provozními silami *A* a *B*, viz Obr. 5.4. Každá z nich má velikost 1700 N a působí na jednu z dlouhých trubek zádržné tyče. Síly jsou aplikovány na kružnice vzniklé rovinným řezem trubek ve třetině délky modelu od dolního vetknutí.

Jelikož síly mohou působit v různých směrech, statická kontrola byla provedena pro celkem 5 zátěžných stavů. Řešení nelineární statické analýzy je časově mnohem náročnější než řešení lineární statické analýzy. Proto bylo z původních 22 zátěžných stavů vybráno jen 5 nejdůležitější. V Tab. 5.2 jsou vypsány složky sil *A* a *B* pro jednotlivé zátěžné stavy a také zkrácený název zátěžného stavu pro jednodušší odkazování v textu.

Ve všech zátěžných stavech jsou dříky šroubů zatíženy předpětím. Metodou „pokus omyl“ byly zkoušeny různé hodnoty předpětí šroubů. Nejlepších výsledků bylo dosaženo při předpětí každého ze šroubů M8 silou 10 kN a šroubu M16 silou 50 kN. Zde je důležité upozornit, že primárním cílem této analýzy není návrh šroubových spojů. Návrh šroubového spoje jen na základě MKP analýzy je totiž nespolehlivý. Nejprve by měl být proveden návrh každého šroubového spoje analytickým výpočtem, který doporučí potřebnou velikost šroubů a předpětí.

Následný MKP výpočet šroubového spoje pak slouží jen pro kontrolu návrhu. Vzhledem k omezenému rozsahu diplomové práce šroubové spoje analyticky navrhovány nebyly.

Tab. 5.2 – Tabulka zátěžných stavů

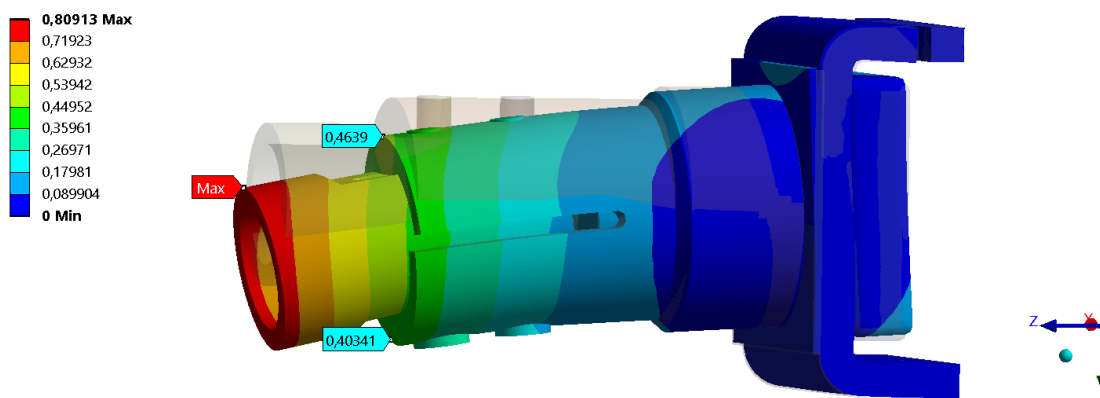
Stav	$A_x$ [N]	$A_y$ [N]	$A_z$ [N]	$B_x$ [N]	$B_y$ [N]	$B_z$ [N]	Předpětí	Název stavu
1	0	0	0	0	0	0	ano	Utažení šroubů
2	1700	0	0	1700	0	0	ano	Ohyb x
3	0	1700	0	0	1700	0	ano	Ohyb y
4	0	1700	0	0	-1700	0	ano	Krut
5	1202	1202	0	1202	1202	0	ano	Ohyb xy

### Nastavení statické analýzy

Pro zátěžné stavy bylo vytvořeno 5 kroků. V nastavení analýzy bylo zohledněno velké přetvoření (angl. large deflection). Následně byla spuštěna nelineární statická analýza. Analýza je nelineární kvůli nastaveným třecím kontaktům a zohlednění velkého přetvoření. Výpočet trval 14,3 min.

### Výsledky statické analýzy

Největší deformace dolního upevnění nastává při ohybu y a její průběh je na Obr. 5.5. Maximální posuv patky je asi 0,46 mm. Při ohybu x je maximální posuv patky přibližně poloviční. Z toho důvodu je vhodné, aby výřezy v patce byly jako na obrázku ve směru osy x, protože nejpravděpodobnější velké namáhání při reálném provozu bude ohyb x.

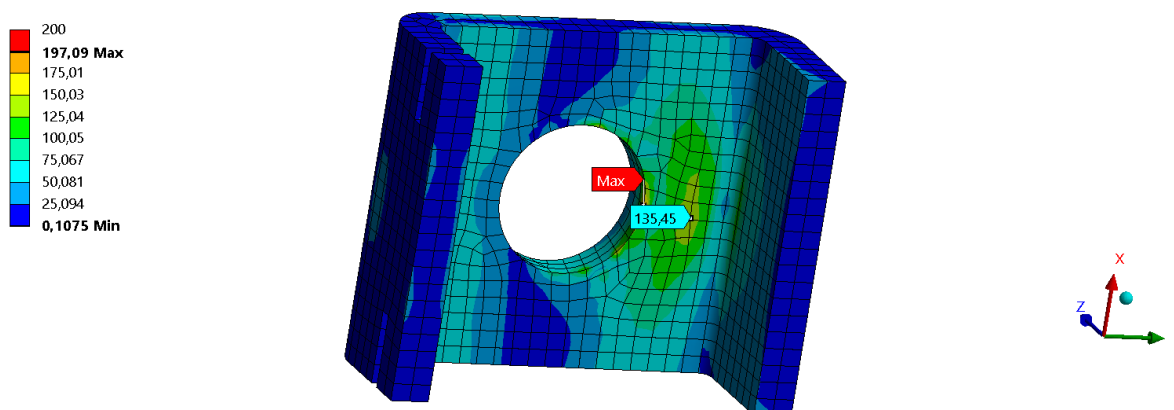


Obr. 5.5 – Celková deformace (opticky zvětšená) dolního upevnění při ohybu y [mm]

Přípustnost maximálního napětí je nutné vyhodnotit zvlášť pro součásti z různých materiálů, protože mají různé meze kluzu.

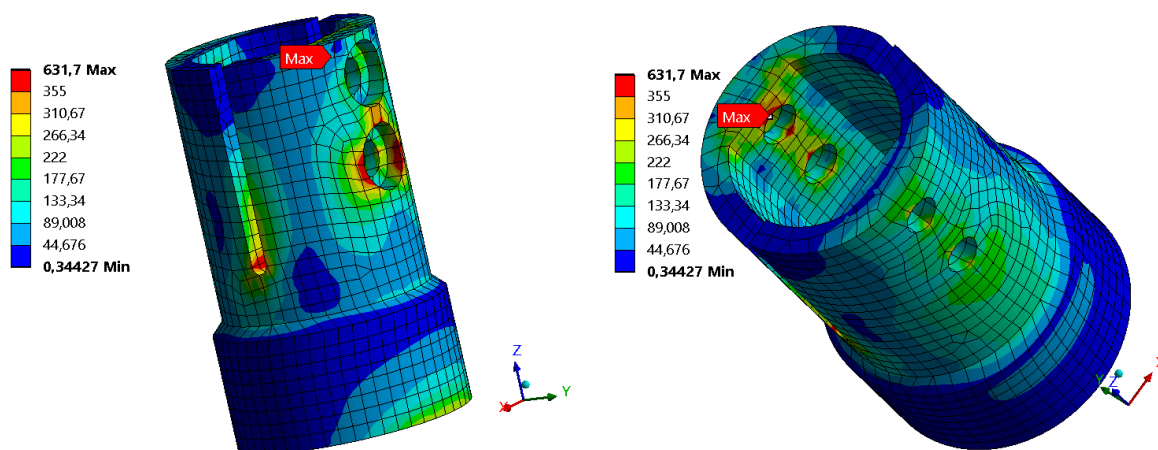
Největší napětí na stole nastává při ohybu y a jeho průběh je na Obr. 5.6. Jeho hodnota 197 MPa je sice velmi blízká mezi kluzu 200 MPa, ale jedná se jen o napěťovou špičku v jediném uzlu. Ve vzdálenosti srovnatelné s velikostí elementu sítě už je napětí podstatně nižší, takže stůl je možno považovat za pevnostně vyhovující.

Pro jistotu byla provedena také analýza s maximálním možným vyosením stolu kvůli výrobním tolerancím. Objevila se špička napětí s hodnotou nad 200 MPa, ale byla opět v jediném uzlu a nepřekročila velikost elementu sítě.

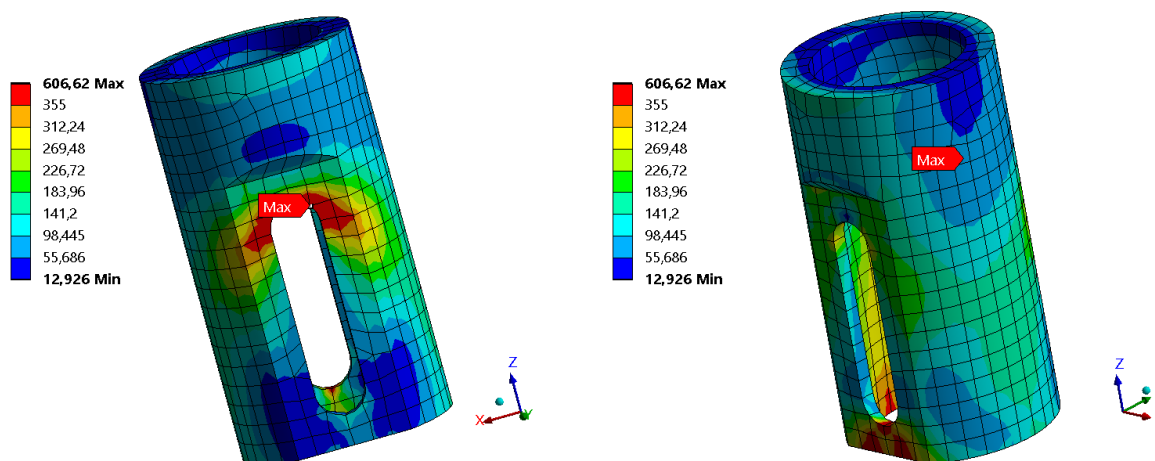


Obr. 5.6 – Ekvivalentní HMM napětí na stole při ohybu y [MPa]

Ze součástí upevnění navržených z oceli S355J2 vzniká napětí vyšší než mez kluzu 355 MPa na patce a na zakončení zádržné tyče. U obou součástí vzniká největší napětí při ohybu y a jejich průběhy jsou na Obr. 5.7 a Obr. 5.8. I přes veškeré vyzkoušené tvarové úpravy se nepodařilo oblasti s napětím nad 355 MPa více zmenšit. Na patce je situace lepší, protože oblasti s napětím nad 355 MPa jsou menší než velikost elementu a patka by mohla být vyrobena i z pevnější konstrukční oceli. Nicméně materiál zádržné tyče je daný, oblasti s napětím nad 355 MPa jsou významně velké, a proto tvar zakončení zádržné tyče nevyhovuje.

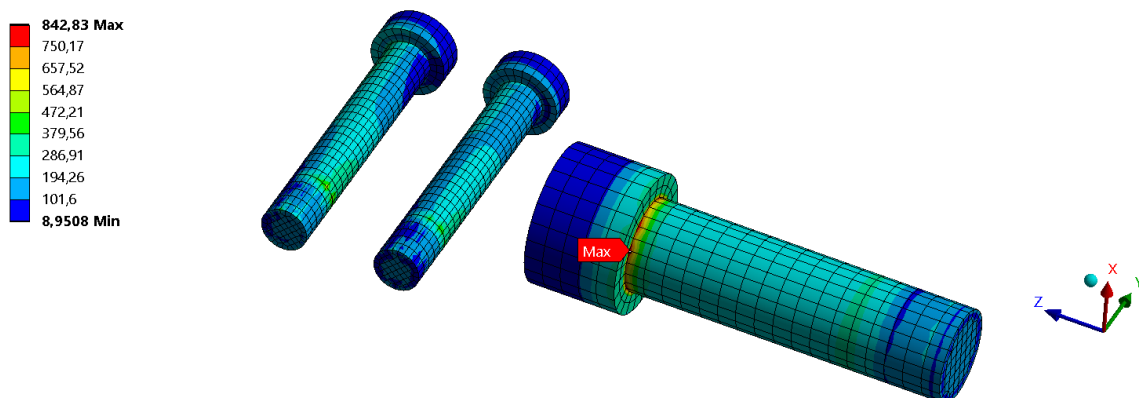


Obr. 5.7 – Ekvivalentní HMM napětí na patce při ohybu y [MPa]



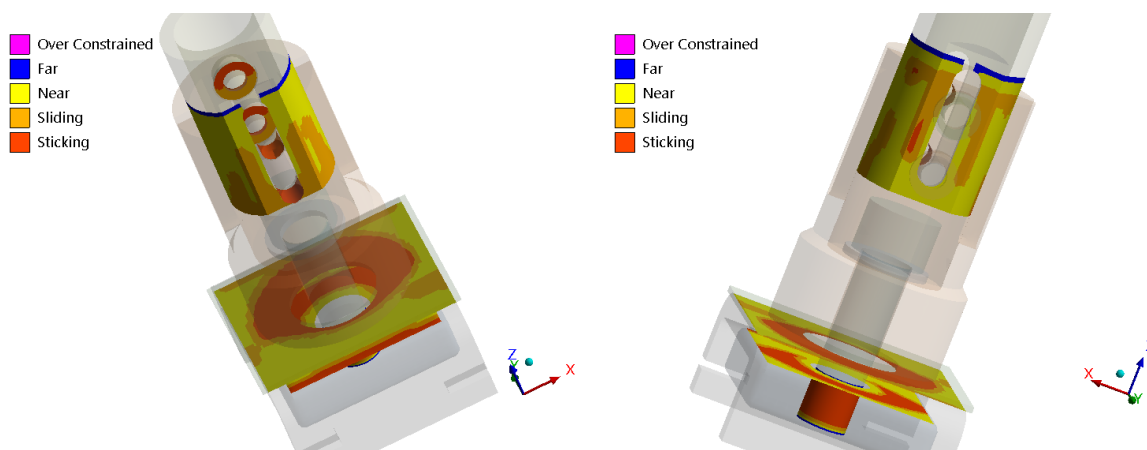
Obr. 5.8 – Ekvivalentní HMM napětí na zakončení zádržné tyče při ohybu y [MPa]

Na Obr. 5.9 je napětí na šroubech při ohybu y, protože při tomto zátěžném stavu je napětí největší. Nicméně největší napětí v ostatních zátěžných stavech jsou na šroubech jen nepatrně nižší, protože šrouby jsou namáhány zejména předpětím. Při uvažování třídy pevnosti materiálu šroubů 10.9 s mezí kluzu 900 MPa šrouby bez problémů pevnostně vyhoví.



Obr. 5.9 – Ekvivalentní HMM napětí na šroubech při ohybu y [MPa]

Na Obr. 5.10 je status kontaktů při nejhorším zátěžném stavu (tj. ohyb y). Pozitivní je, že ve všech nastavených třecích kontaktech je vždy alespoň minimální oblast, kde se součásti vůči sobě neposunuly (angl. sticking). Při ostatních zátěžných stavech jsou oblasti sticking větší. K protočení zádržné tyče v patce při namáhání krutem nemůže dojít kvůli tvarovému styku.

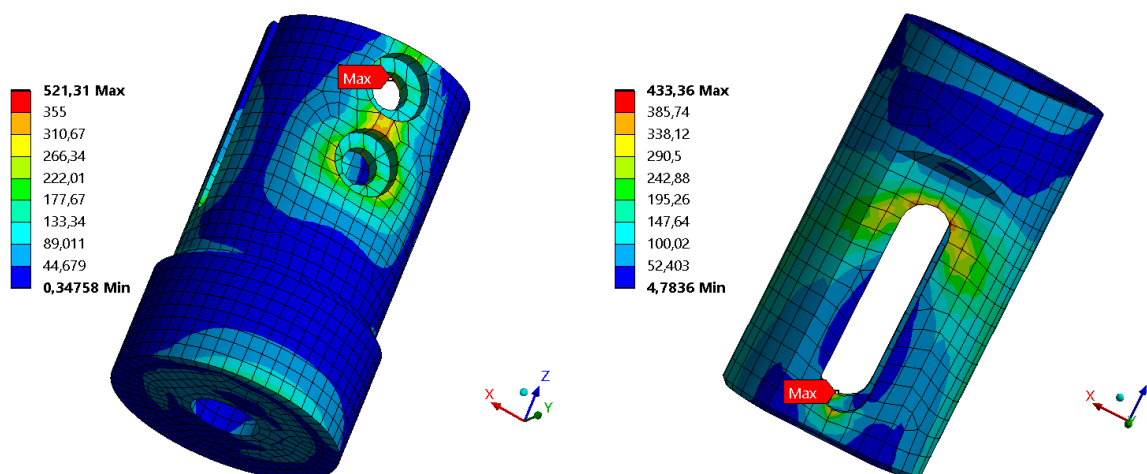


Obr. 5.10 – Status kontaktů při ohybu y

### Závěr k dolnímu upevnění sevřením

Patka se svými výřezy je natočená ve správném směru, protože k největšímu napětí dochází při ohybu y, který bude při reálném provozu pravděpodobně menší než ohyb x, který vzniká při působení provozních sil ve směru jízdy. Kvůli vysokému napětí na zakončení zádržné tyče se zdá, že je tato varianta dolního upevnění nepoužitelná. Nicméně zobrazené výsledky platí pro nejhorší možný scénář, kdy zasunutí zádržné tyče je minimální možné a provozní síly působí ve třetině délky geometrického modelu zdola (tj. 776,5 mm nad podlahou).

Při působení provozních sil ve třetině délky geometrického modelu shora (tj. 1633 mm nad podlahou) se namáhání dolního upevnění ohybem výrazně sníží. Výsledkem je, že na patce i zakončení zádržné tyče je napětí nad 355 MPa jen v malém okolí některých uzlů, což jsou napěťové špičky, které reálně na součásti nevzniknou, viz Obr. 5.11. V tomto případě patka i zakončení zádržné tyče pevnostně vyhovují, a přitom se jedná o reálné působiště provozních sil. Takže tato varianta dolního upevnění by měla být dostatečně vyhovující.

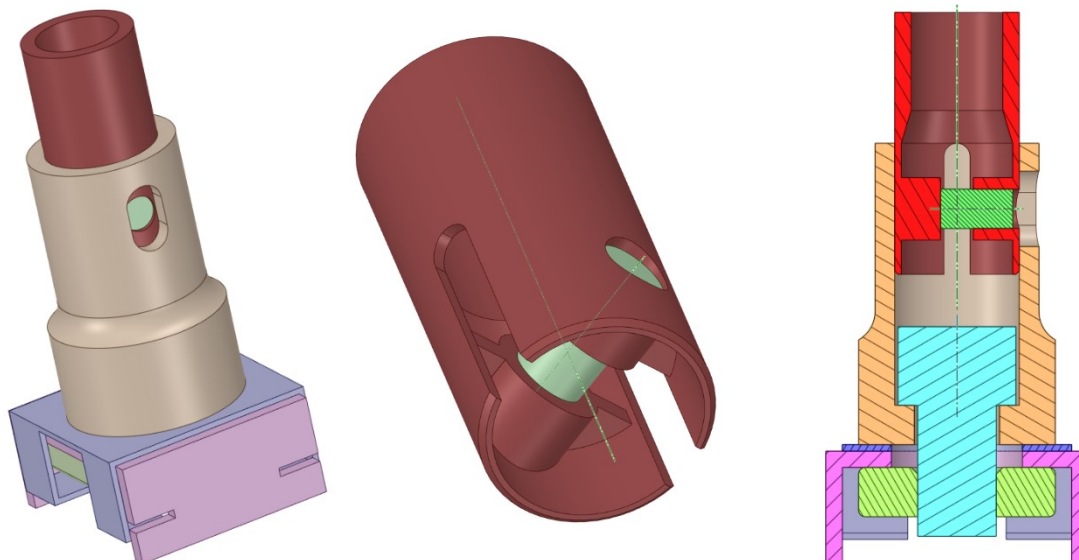


Obr. 5.11 – Ekvivalentní HMH napětí při ohybu y [MPa] – vlevo: patka; vpravo: zakončení zádržné tyče



## 5.2 Statická kontrola dolního upevnění vzepřením

Na Obr. 5.12 je pro připomenutí znovu ukázán princip dolního upevnění vzepřením, který byl vysvětlen v kapitole 2. Tento typ upevnění byl podroben statické analýze, jejíž nastavení je principiálně stejné jako u statické analýzy popsané v předchozí podkapitole. Cílem bylo zjistit, jestli má spojení vzepřením zádržné tyče s patkou lepší vlastnosti než spojení sevřením.

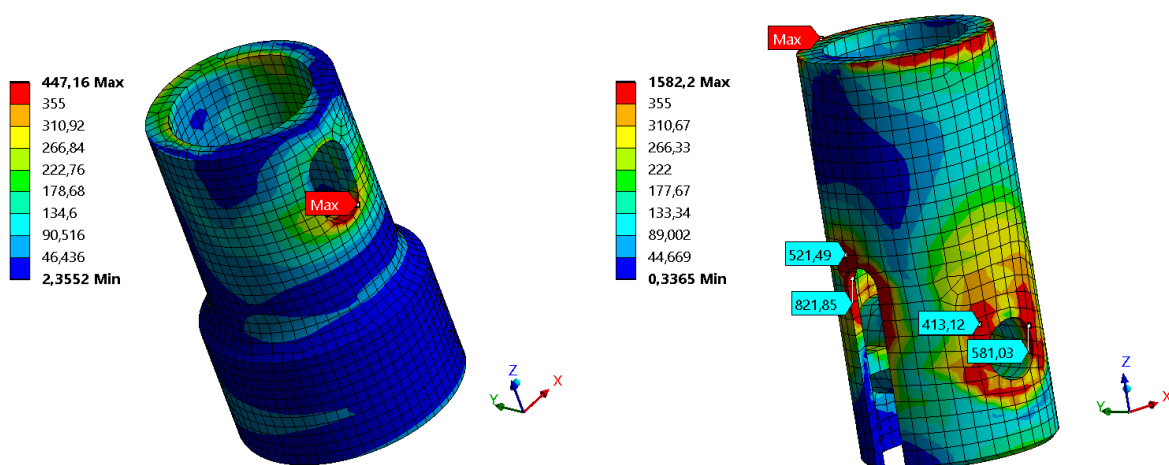


Obr. 5.12 – Princip dolního upevnění vzepřením

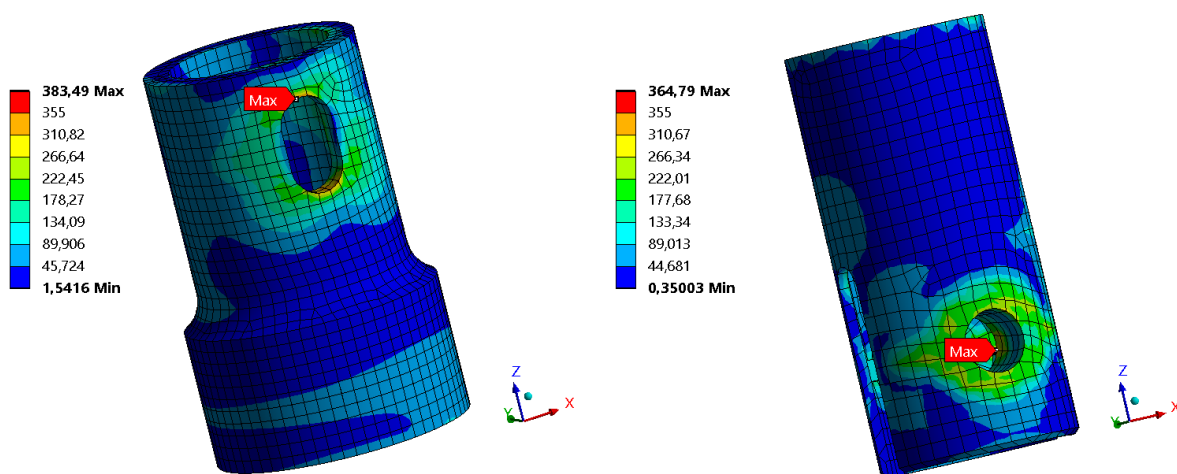
Jediným principiálním rozdílem statické analýzy tohoto typu upevnění bylo, že předpětí zeleného stavěcího šroubu bylo kvůli jeho potřebnému roztahování nutno zadat jako záporné. Následující výsledky platí pro předpětí stavěcího šroubu silou – 20 kN.

### Výsledky statické analýzy

Z porovnání průběhů napětí na Obr. 5.13 a Obr. 5.14 je vidět, že zejména na zakončení zádržné tyče v okolí stavěcího šroubu vznikají při ohybu y mnohem větší napětí než při ohybu x. Takže patka a zakončení zádržné tyče jsou správně natočeny. Při ohybu x upevnění vyhovuje, protože hodnoty napětí nad 355 MPa jsou jen napěťové špičky rozlité do oblastí menších, než je velikost elementu sítě. Při ohybu y upevnění nevyhovuje, protože na patce i zakončení zádržné tyče jsou významně velké oblasti s napětím nad 355 MPa. Maximální hodnoty napětí na horní hraně zakončení zádržné tyče vznikají kvůli spojení konečnoprvkových sítí objemového a plošného modelu zádržné tyče a ve skutečnosti tam vůbec nebudou.

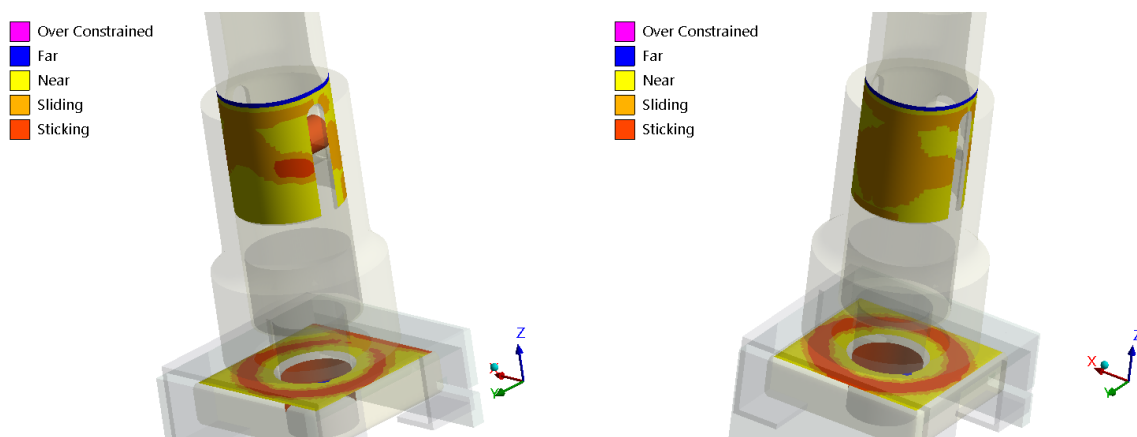


Obr. 5.13 – Ekvivalentní HMM napětí v ohybu y [MPa] – vlevo: na patce; vpravo: na zakončení zádržné tyče



Obr. 5.14 – Ekvivalentní HMM napětí v ohybu x [MPa] – vlevo: na patce; vpravo: na zakončení zádržné tyče

Na Obr. 5.15 jsou zobrazeny statusy kontaktů. Jelikož spojení dolního konce zádržné tyče s patkou je bez tvarového styku a při krutu není v tomto spojení žádná oblast sticking, spojení může proklouznout. Při vyzkoušení zvýšení předpětí stavěcího šroubu na – 50 kN sice došlo k vytvoření značné oblasti sticking i při krutu, ale za cenu nepřijatelného navýšení napětí na zakončení zádržné tyče.



Obr. 5.15 – Status kontaktů – vlevo: při ohybu y; vpravo: při krutu



## **Závěr k dolnímu upevnění vzepřením**

Analyzovaná varianta upevnění vzepřením pevnostně nevyhovuje zejména kvůli vysokému napětí na zakončení zádržné tyče, které je pravděpodobně způsobeno nevhodným ztenčením jeho tloušťky z 5 mm na 2 mm. Pro získání lepších vlastností dolního upevnění vzepřením by bylo potřeba tvar zakončení zádržné tyče upravit.

Navržené tvarové provedení zakončení zádržné tyče má také problém s vyrobiteľností. Odlitek nepřípadá v úvahu, protože zakončení zádržné tyče potřebuje elastické vlastnosti s vysokou mezí kluzu. Výroba z polotovarů z konstrukční oceli by byla komplikovaná, protože vnitřní části by se musely do zakončení zádržné tyče navařit.

Vzhledem k problematické výrobě dolního konce zádržné tyče už úpravy tohoto typu upevnění provedeny nebyly. Upevnění vzepřením zřejmě není vhodným typem upevnění pro zádržné tyče.

### **5.3 Zhodnocení návrhů dolního upevnění**

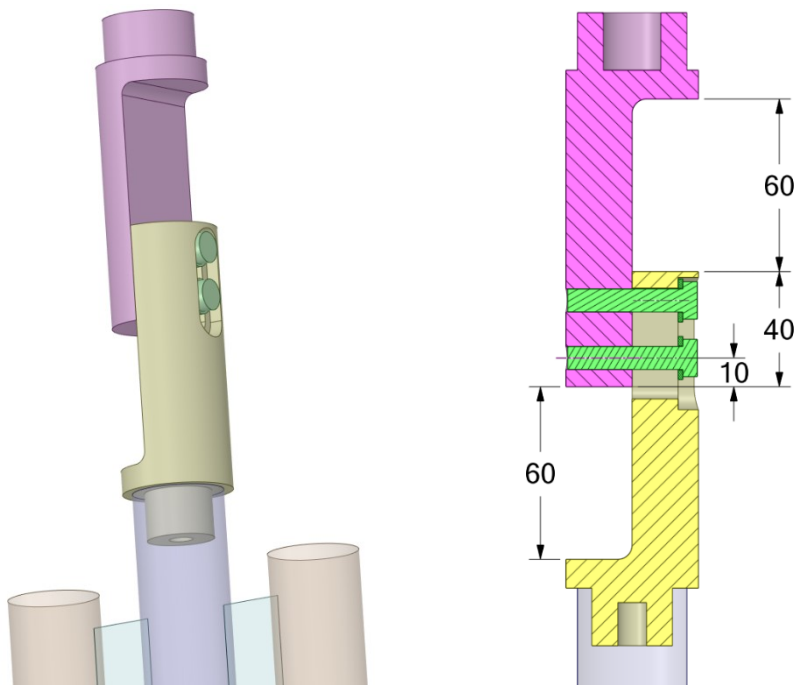
Spojení sevřením s tvarovým stykem se jeví jako nejvhodnější z jednoduše a levně vyrobiteľných řešení. Na dolní konec zádržné tyče není potřeba nic navařovat a díky tvarovému styku trubek a sevření dvěma šrouby nemůže docházet k relativnímu pohybu sevřených trubek ani při namáhání zádržné tyče krutem. Při působení provozního zatížení v nejhorším možném místě (tzn. ve třetině délky tyče zdola) může napětí na patce a dolním zakončení zádržné tyče lokálně překročit mez kluzu 355 MPa. Pro snížení tohoto napětí by už nezbývalo než navařit na dolní část zádržné tyče čep s např. hranolovým zakončením z plného materiálu a ještě větší tloušťka stěny patky nebo použití materiálu s větší mezí kluzu než 355 MPa. Ve skutečnosti je ale nepravděpodobné, aby provozní síly působily tak nízko a ve stejném okamžiku nabývaly i maximální hodnotu. Dospělý člověk se bude pravděpodobně držet v horní polovině zádržné tyče. V takovém případě bude zatížení dolního upevnění nižší a reálně vzniklá napětí by měla být menší než mez kluzu 355 MPa.

Aby bylo zabráněno průniku tekutin pod podlahu a aby nebyly viditelné šrouby, je potřeba celé spojení nad podlahou zakrýt např. plastovým krytem. Délka zasunutí dolního konce zádržné tyče do patky je v dolním upnutí ( $45 \pm 5$ ) mm a je potřeba s ní počítat při návrhu horního upevnění zádržné tyče.

Návrh šroubových spojů (tj. velikost šroubů a jejich předpětí) je jen orientační, protože z důvodu omezeného rozsahu diplomové práce nebyl podložen potřebným analytickým výpočtem.

## 5.4 Statická kontrola horního upevnění půlkruhovými svorkami

Na Obr. 5.16 je pro připomenutí znovu ukázán princip horního upevnění půlkruhovými svorkami, který byl vysvětlen v kapitole 2. Tato ukázková statická analýza horního upevnění půlkruhovými svorkami má principiálně podobné nastavení jako další provedené analýzy horního upevnění.



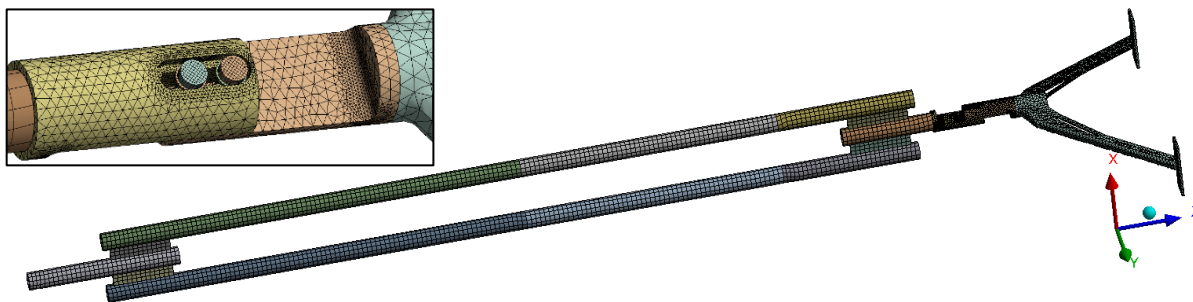
Obr. 5.16 – Princip horního upevnění půlkruhovými svorkami

### Geometrický model

Geometrický model je ukázán na obrázku Obr. 5.17. Svorky budou vyrobeny z tyče o průměru 46 mm. Horní svorka bude přivařena k držáku a dolní svorka bude přivařena k zádržné tyči. Kvůli potřebnému prostoru pro 2 šrouby M8 s nízkou válcovou hlavou byl navržen překryv svorek ( $45 \pm 5$ ) mm. Statická analýza bude řešena pro pevnostně nejhorší případ, kdy svorky mají nejmenší možný překryv. Pokud bude hrubá stavba vyrobena ve svislém směru nejmenší možná, dolní i horní upevnění budou mít překryv 50 mm. Aby i v tomto případě bylo možné tyč do dolního upevnění nasadit, musí být vystrčena o 50 mm ve směru osy z. Takto byl navržen prostor pro vysunutí dolní svorky, který je v případě nejmenšího překryvu v horním upevnění 60 mm.

Zádržná tyč byla ve vzdálenosti 822,5 mm od horní plochy přírub držáku rozřezána rovinou, aby vznikly kružnice pro aplikování provozních sil. Tato vzdálenost odpovídá třetině délky celého modelu. Dolní upevnění zádržné tyče nebylo do geometrického modelu zahrnuto kvůli ušetření elementů konečnoprvkové sítě. Tím došlo k zanedbatelnému zkrácení skutečné jmenovité výšky modelu o 51 mm.

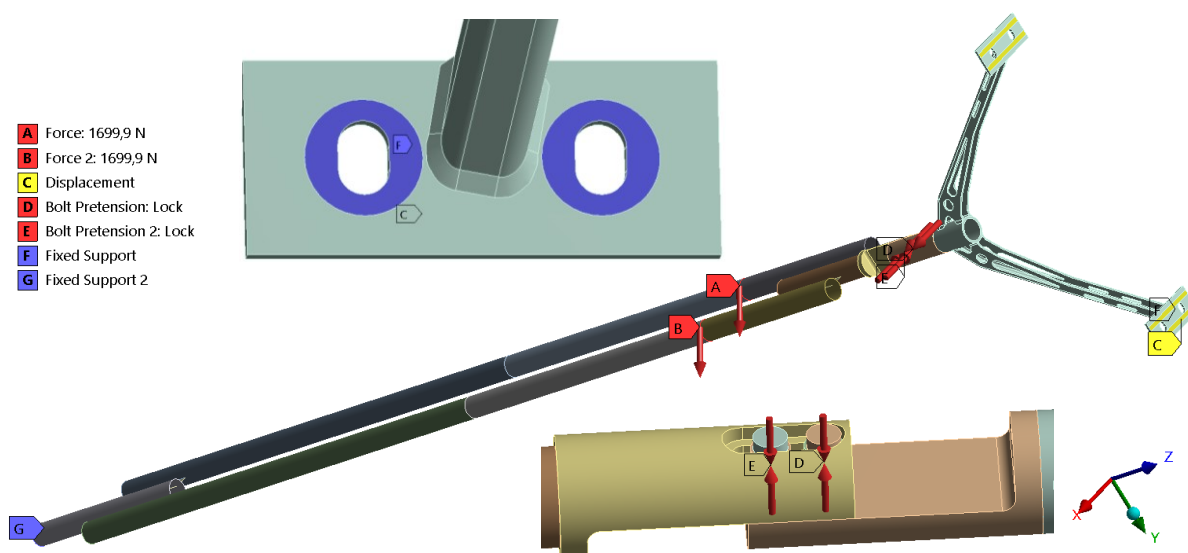




Obr. 5.18 – Konečnoprvková síť pro statickou kontrolu horního upevnění půlkruhovými svorkami

### Okrajové podmínky

Príruby držáku jsou vetknuty ve stykových plochách s podložkami, viz označení  $F$  na Obr. 5.19 a dále je jim zamezen posuv ve směru osy  $z$  na stykových plochách s C-drážkami, viz označení  $C$ . Dole je vetknuta kružnicová hrana zádržné tyče, viz označení  $G$ .



Obr. 5.19 – Okrajové podmínky a zatížení 5. zátěžným stavem pro statickou kontrolu horního upevnění půlkruhovými svorkami

### Zatížení

Zádržná tyč je zatížena dvěma provozními silami  $A$  a  $B$ , viz Obr. 5.19. Každá z nich má velikost 1700 N a působí na jednu z dlouhých trubek zádržné tyče. Síly jsou aplikovány na kružnice vzniklé rovinným řezem trubek ve třetině délky modelu od horního vetknutí.

Jelikož síly mohou působit v různých směrech, statická kontrola byla provedena pro celkem 5 zátěžných stavů. V Tab. 5.3 jsou vypsány složky sil  $A$  a  $B$  pro jednotlivé zátěžné stavy a také zkrácený název zátěžného stavu pro jednodušší odkazování v textu.

Ve všech zátěžných stavech jsou dílky šroubů zatíženy předpětím. Metodou pokus omyl byly zkoušeny různé hodnoty předpětí šroubů. Nejlepších výsledků bylo dosaženo při předpětí každého ze šroubů M8 silou 15 kN. Zde je důležité upozornit, že primárním cílem této analýzy není návrh šroubových spojů a navržená velikost šroubů a předpětí je jen orientační.

Tab. 5.3 – Tabulka zátěžných stavů

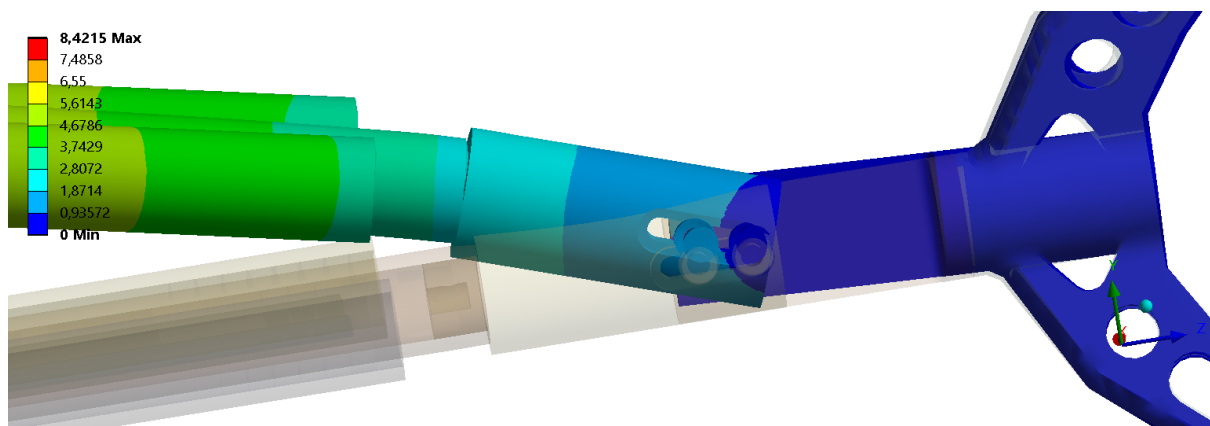
Stav	$A_x$ [N]	$A_y$ [N]	$A_z$ [N]	$B_x$ [N]	$B_y$ [N]	$B_z$ [N]	Předpětí	Název stavu
1	0	0	0	0	0	0	ano	Utažení šroubů
2	1700	0	0	1700	0	0	ano	Ohyb x
3	0	1700	0	0	1700	0	ano	Ohyb y
4	0	1700	0	0	-1700	0	ano	Krut
5	1202	1202	0	1202	1202	0	ano	Ohyb xy

### Nastavení statické analýzy

Pro zátěžné stavy bylo vytvořeno 5 kroků. V nastavení analýzy bylo zohledněno velké přetvoření (angl. large deflection). Následně byla spuštěna nelineární statická analýza. Analýza je nelineární kvůli nastaveným třecím kontaktům a zohlednění velkého přetvoření. Výpočet trval 51,7 min.

### Výsledky statické analýzy

Na Obr. 5.20 je detail zvětšené deformace celého modelu. Na první pohled je vidět, že navržené spojení nefunguje, protože mezi svorkami dojde k prokluzu. Stejný závěr naznačuje status kontaktu mezi svorkami, kde je sticking kontakt jen po utažení šroubů, ale po dodatečném zatížení provozními silami úplně chybí. Zdá se, že prokluzu stykových ploch svorek by mohlo zamezit větší předpětí šroubů. Otázkou ale je, jestli vzhledem k vzniklým napětím lze předpětí šroubů zvýšit.

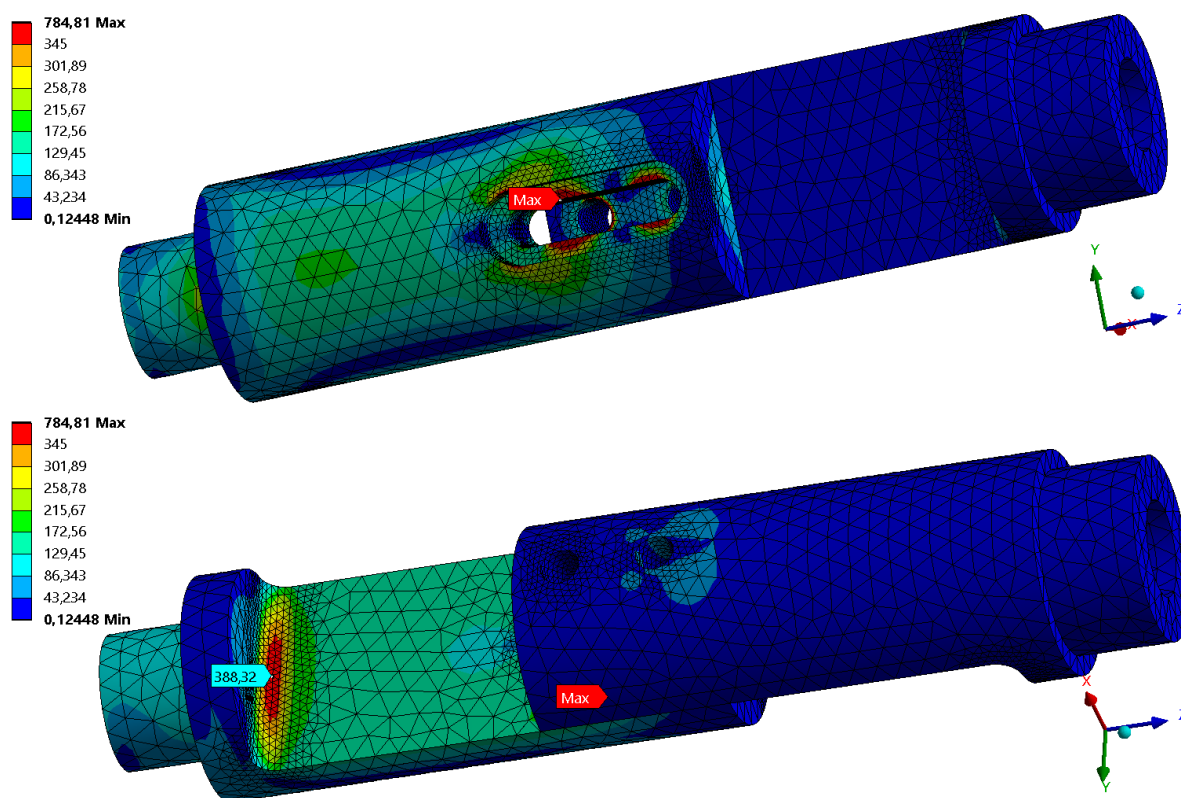


Obr. 5.20 – Celková deformace (15krát opticky zvětšená) při ohybu y [mm]

Na Obr. 5.21 je vidět rozložení napětí na svorkách z obou stran při ohybu x. Při hodnocení přípustnosti vzniklého napětí na svorkách je nutné uvažovat mez kluzu oceli S355J2 o hodnotě 345 MPa, která platí pro tloušťky od 16 mm do 40 mm. Jen utažením šroubů (tj. zátěžný stav 1) vznikají na dolní svorce v oblasti pod podložkami obrovská kontaktní napětí (asi 510 MPa), která se při dalších zátěžných stavech ještě zvětší. Podložky pod hlavami šroubů sice rozkládají zatížení od předpětí šroubů na větší plochu, ale kvůli oválné drážce jsou kontaktní plochy s dolní svorkou stále příliš malé. Napětí nad 345 MPa se rozlévá do oblasti větší, než je velikost elementu sítě, takže dolní svorka pevnostně nevyhovuje.

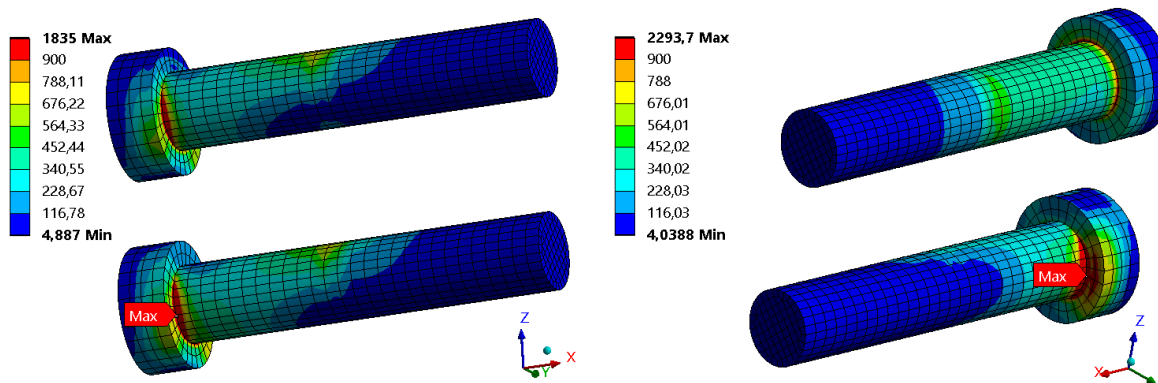
Kromě vysokých napětí v kontaktu s podložkami, která jsou největší při ohybu  $y$ , vzniká největší napětí na svorkách při ohybu  $x$ , protože vůči provozním silám působícím v ose  $x$  mají svorky nejmenší moment setrvačnosti plochy příčného průřezu. Toto napětí má hodnotu asi 388 MPa a dle očekávání vzniká v zaoblení R5 na dolní svorce. Toto je další důvod, proč dolní svorka pevnostně nevyhovuje.

Zajímavým zjištěním je, že na horní svorce vznikají mnohem menší napětí než na dolní svorce, i když má podobný tvar se stejným zaoblením R5.



Obr. 5.21 – Ekvivalentní HMH napětí na svorkách při ohybu  $x$  [MPa]

Na Obr. 5.22 jsou průběhy napětí na šroubech při dvou různých zátěžných stavech. Největší napětí na šroubech nastává při ohybu  $y$ . Při všech zátěžných stavech se maximální napětí objevuje v přechodu mezi hlavou a dříkem šroubu, kde mají šrouby ve skutečnosti malé zaoblení kvůli snížení vrubového účinku tohoto ostrého přechodu. Napětí nad 900 MPa lze ještě považovat za napěťové špičky, které reálně nevzniknou. Při uvažování třídy pevnosti šroubů 10.9 s mezí kluzu 900 MPa by šrouby ještě měly pevnostně vyhovět. Případně by se mohly použít šrouby třídy pevnosti 12.9 s mezí kluzu 1080 MPa. Dolní šroub je dle očekávání namáhán více než horní.



Obr. 5.22 – Ekvivalentní HMH napětí na šroubech [MPa] – vlevo: při ohybu x; vpravo: při ohybu y

### Závěr k hornímu upevnění půlkruhovými svorkami

Při předpětí šroubů o velikosti 15 kN jsou šrouby třídy pevnosti 10.9 na hranici únosnosti a dolní svorka pevnostně nevyhovuje kvůli svému celkovému tvaru a kvůli malé kontaktní ploše podložek s oválnou drážkou. Při tomto předpětí přitom dojde k prokluzu stykových ploch svorek.

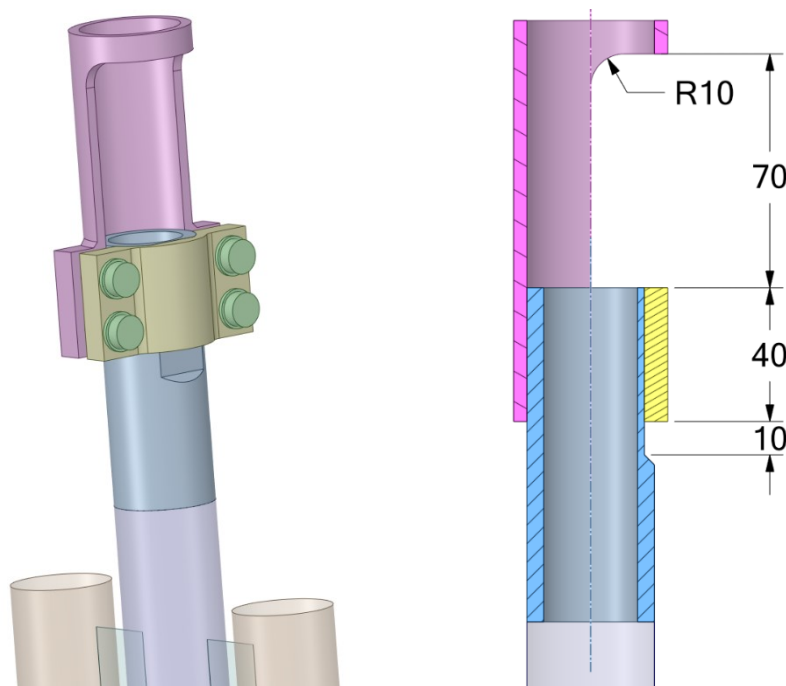
Při obdobné statické analýze s předpětím 20 kN vzniklo na šroubech a dolní svorce ještě větší napětí. Konkrétně na zaoblení R5 dolní svorky vzniklo při ohybu x napětí asi 450 MPa. Přitom stále docházelo k prokluzu stykových ploch svorek.

Z výše uvedeného vyplývá, že horní upevnění půlkruhovými svorkami pevnostně nevyhovuje a kvůli více problémům jsou možnosti jeho optimalizace minimální.

## 5.5 Statická kontrola horního upevnění svorkami s přírubami

Na Obr. 5.23 je pro připomenutí znovu ukázán princip horního upevnění svorkami s přírubami, který byl vysvětlen v kapitole 2. Tento typ upevnění zádržné tyče byl postupně, zejména rozměrově, optimalizován na základě výsledků ze statických analýz, které měly principiálně podobné nastavení jako statická analýza horního upevnění půlkruhovými svorkami popsána v předchozí podkapitole. Rozdílný byl akorát geometrický model a nastavené hodnoty předpětí šroubů.





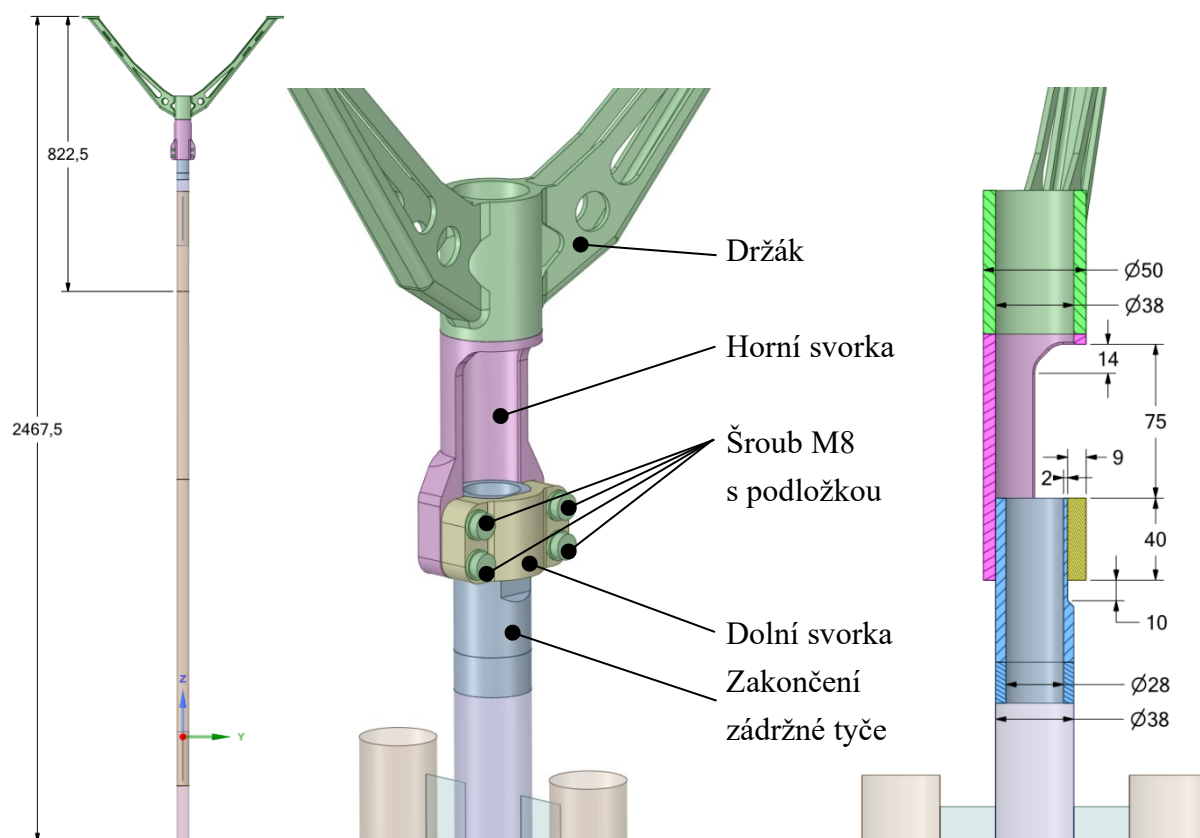
Obr. 5.23 – Princip horního upevnění svorkami s přírubami

Geometrický model výsledné varianty horního upevnění svorkami s přírubami je ukázán na obrázku Obr. 5.24. Na základě statických analýz byly provedeny následující změny vůči původní variantě na Obr. 5.23. U horní svorky, která je vyrobena z trubky, bylo potřeba zvětšit tloušťku stěny ze 4 mm na 6 mm, upravit tvarový přechod se zaoblením R10 a vytvořit plynulé navázání navařených přírub na trubku. U dolní svorky bylo také potřeba zvětšit její tloušťku ze 7 mm na 9 mm. Vnější průměr trubkových částí obou svorek je nyní 50 mm, takže mezi displejem a svorkami je nejmenší vzdálenost rovna 2,6 mm. U obou svorek bylo potřeba zvětšit tloušťku přírub, aby se zvětšila jejich tuhost a předepjaté šrouby díky tomu nebyly tolik namáhány ohybem. Dále byly vnitřní hrany obou svorek zkoseny, aby se nezařezávaly do zakončení zádržné tyče při sevření. Kvůli snížení hmotnosti byly vnější hrany svorek zaobleny.

Horní svorka bude ve skutečnosti vyrobena spolu s držákem jako jeden svařenec. Z toho důvodu byla tloušťka trubky držáku také zvětšena z 4 mm na 6 mm. Kvůli potřebě detailnějšího průzkumu napětí na zakončení zádržné tyče vsunutého mezi svorky bylo zakončení zádržné tyče modelováno jako těleso, které bylo pomocí kontaktu slepení (angl. bonded) spojeno se zbytkem zádržné tyče, který byl modelován jen z ploch. Ve skutečnosti bude horní trubka zádržné tyče vyrobena z jednoho polotovaru, který bude nahoře ořezán, aby mohl vzniknout tvarový styk zakončení zádržné tyče s dolní svorkou při sevření šrouby.

Ke svěrnému spojení dochází pomocí 4 šroubů M8 s nízkou válcovou hlavou, které jsou zašroubovány do závitových děr v horní svorce. Délka svěrného spoje je 40 mm a nastavitelnost  $\pm 5$  mm ve svislém směru je řešena zasunutím zakončení zádržné tyče mezi svorky. Statická analýza byla řešena pro pevnostně nejhorší případ, kdy je zasunutí zakončení zádržné tyče nejmenší možné. Nejlepších výsledků statické analýzy bylo dosaženo při předpětí každého ze šroubů silou 10 kN.

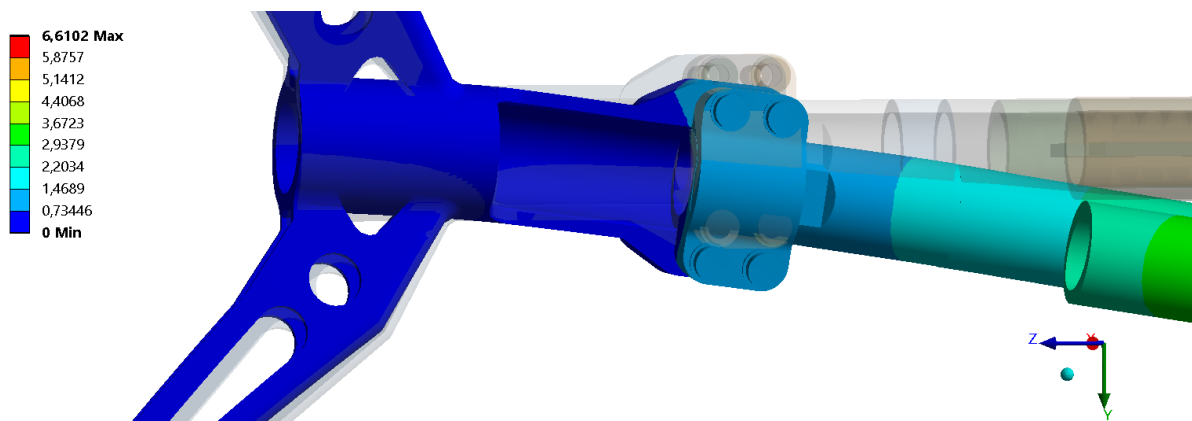




Obr. 5.24 – Geometrický model výsledné varianty horního upevnění svorkami s přírubami [mm] – zleva: 3D pohled; detail; řez rovinou yz

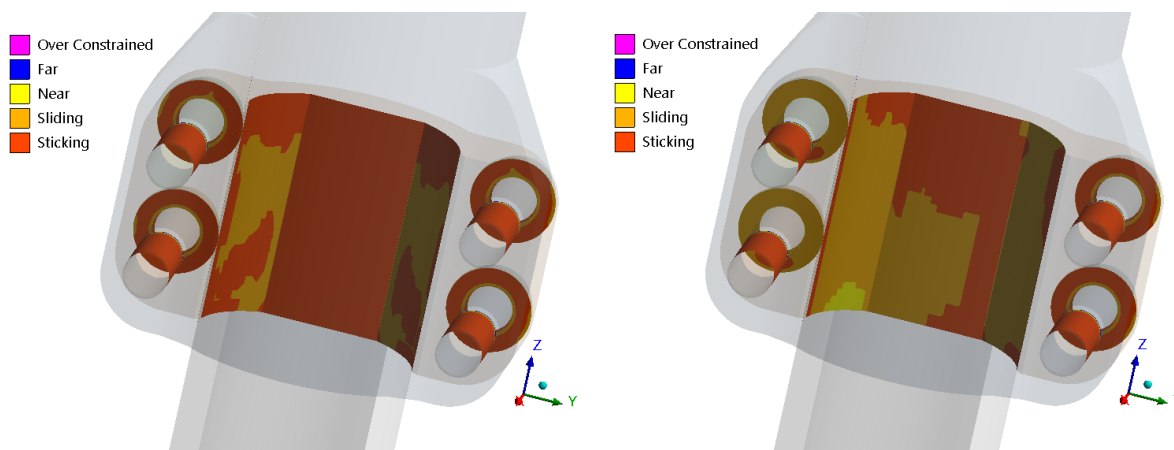
### Výsledky statické analýzy

K jednoznačně největší deformaci celého modelu dochází při ohybu  $y$ , protože zádržná tyč má vůči provozním silám působícím v ose  $y$  menší moment setrvačnosti plochy příčného průřezu než vůči provozním silám působícím v ose  $x$ . Průběh 15krát zvětšené celkové deformace při ohybu  $y$  je na Obr. 5.25. Svěrné spojení se deformuje správně.



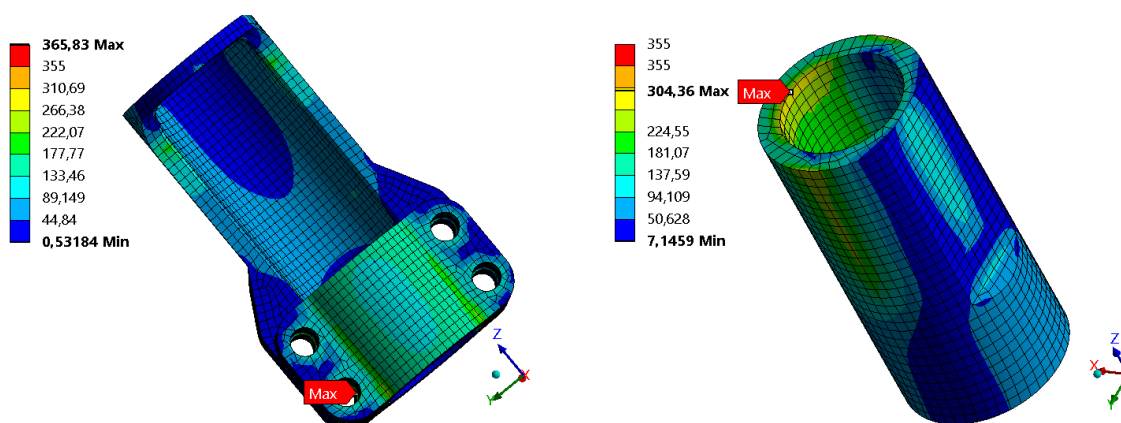
Obr. 5.25 – Celková deformace celého modelu (15krát zvětšená) při ohybu  $y$  [mm]

Pozitivní je fakt, že při všech zátěžných stavech existuje sticking status v kontaktech pod podložkami a v kontaktu dolní svorky se zakončením zádržné tyče. Na Obr. 5.26 je ukázán status kontaktů při ohybu x, což je reálně nejpravděpodobnější velké namáhání, a při ohybu y, kdy je oblast sticking ze všech zátěžných stavů nejmenší. Na základě ukázané deformace a statusu kontaktů je vidět, že svěrné spojení z funkčního hlediska vyhovuje.

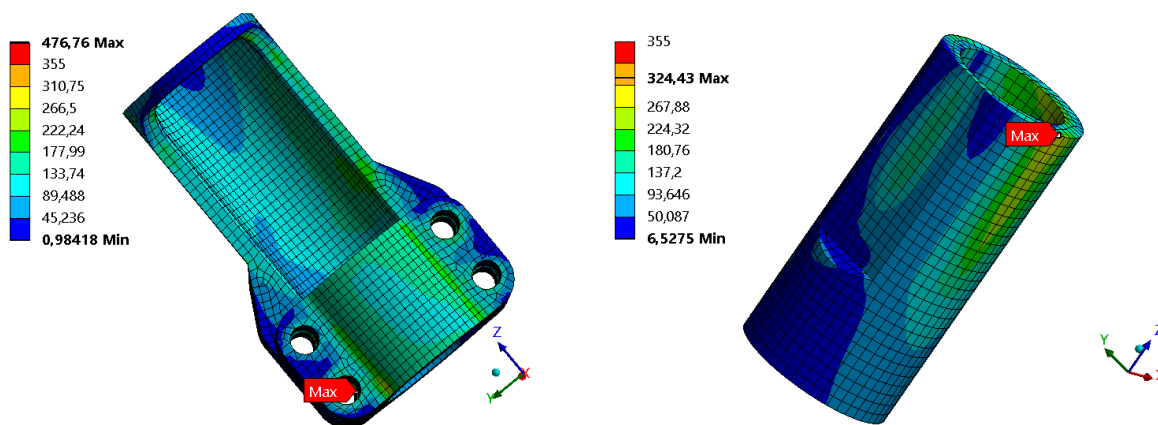


Obr. 5.26 – Status kontaktů – vlevo: při ohybu x; vpravo: při ohybu y

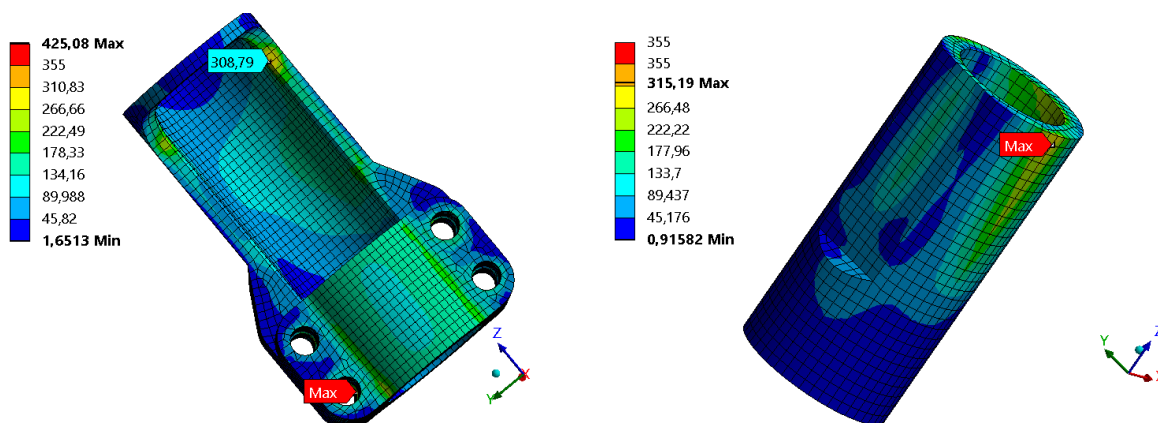
Obě svorky a zádržná tyč jsou vyrobeny z konstrukční oceli S355J2. Jejich tloušťka je všude nejvýše 16 mm, takže pro ně platí mez kluzu o velikosti 355 MPa. Na Obr. 5.27, Obr. 5.28 a Obr. 5.29 jsou vykreslené průběhy napětí na svorkách a na svíraném zakončení zádržné tyče, a to postupně při ohybu x, při ohybu y a při krutu. Maximální napětí na zakončení zádržné tyče je při všech zátěžných stavech nižší než 355 MPa, takže tvar zakončení bez problémů pevnostně vyhovuje. Maximální napětí na svorkách vyšší než 355 MPa jsou jen napětíové špičky na hranách závitových děr horní svorky a nejsou reálným problémem. Při zanedbání těchto napětíových špiček vzniká největší napětí na svorkách při krutu, ale jeho hodnota 309 MPa je podstatně nižší než mez kluzu 355 MPa, takže i svorky bez problémů pevnostně vyhovují.



Obr. 5.27 – Ekvivalentní HMH napětí při ohybu x [MPa] – vlevo: na svorkách; vpravo: na zakončení zádržné tyče

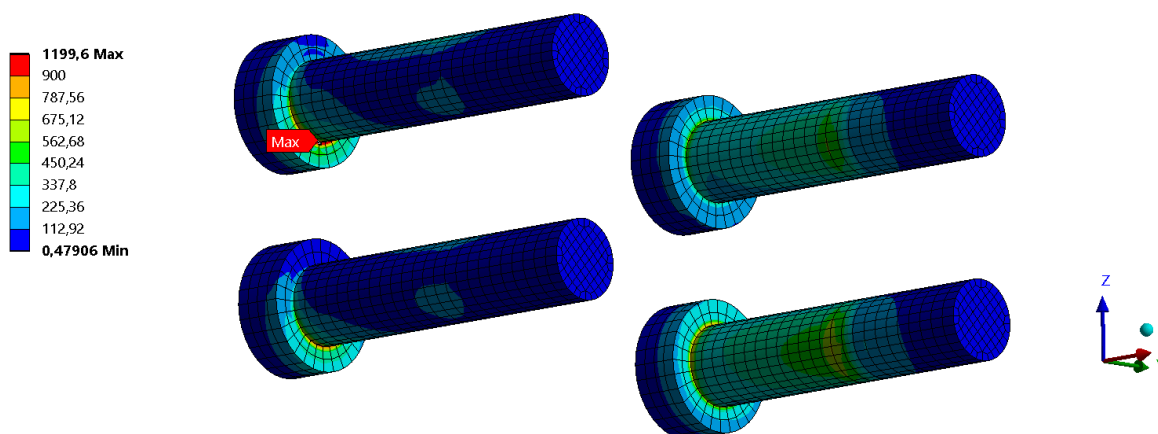


Obr. 5.28 – Ekvivalentní HMH napětí při ohybu  $y$  [MPa] – vlevo: na svorkách; vpravo: na zakončení zádržné tyče



Obr. 5.29 – Ekvivalentní HMH napětí při krutu [MPa] – vlevo: na svorkách; vpravo: na zakončení zádržné tyče

Při všech zátěžných stavech vzniká na šroubech velmi podobné rozložení napětí jako na Obr. 5.30 při ohybu  $y$ , kdy je maximální napětí ze všech zátěžných stavů největší. Rozložení napětí jsou při různých zátěžných stavech podobná, protože šrouby jsou správně namáhány zejména tahem od předpětí. Napětí nad 900 MPa vzniká na ostrém přechodu mezi hlavou a dříkem šroubu, rozlévá se do oblasti menší než velikost elementu sítě a reálně na šroubech nevznikne. Takže při uvažování třídy pevnosti šroubů 10.9 s mezí kluzu 900 MPa šrouby bez problémů pevnostně vyhoví.



Obr. 5.30 – Ekvivalentní HMH napětí na šroubech při ohybu  $y$  [MPa]

## **Závěr k hornímu upevnění svorkami s přírubami**

Všechny navržené součásti horního upevnění svorkami s přírubami pevnostně vyhovují. Předpětí 4 x 10 kN se jeví jako dostatečně vysoké, aby svěrné spojení fungovalo a tím celé upevnění vyhovělo i z funkčního hlediska.

Kvůli nutnému zvětšení tloušťky trubky držáku a obou svorek je nyní jejich vnější průměr 50 mm. Tím došlo ke zvýšení pevnosti držáku nad stropem za cenu mírného zvýšení jeho hmotnosti. Při ohybu  $x$  je maximální deformace svorek přibližně 3,3 mm. Z toho důvodu autor práce doporučuje zvětšit mezeru mezi svorkami a displejem z 2,6 mm na 4 mm, aby deformované svorky nemohly do displeje narazit. Pokud by displej nemohl být v ose  $x$  posunut o 1,4 mm směrem dál od svorek, musely by být svorky oříznuty podobně jako zakončení zádržné tyče.

Byla provedena další statická analýza výsledné varianty upevnění svorkami s přírubami, ve které byly pro kontrolu nadefinovány další zátěžné stavy, kdy provozní síly působí i v opačných směrech (např. k ohybu  $x$  byl přidán ohyb  $-x$ ) a také zátěžné stavy, kdy provozní síly působí v polovině délky zádržné tyče. Zajímavým zjištěním bylo, že při zatížení opačným zatížením už výsledná maximální ekvivalentní napětí nebyla naprosto stejně velká, jak tomu bylo u lineárních statických analýz držáku, ale byla jen podobná s maximální odchylkou menší než 10 %. Při zatížení provozními silami v polovině délky tyče byla vzniklá maximální napětí menší než maximální napětí při zatížení ve třetině délky shora. Výsledná varianta upevnění svorkami s přírubami stále pevnostně vyhovovala, ale ukázalo se, že finální návrh by měl být zkontrolován časově náročnější analýzou s více zátěžnými stavy, kde budou i opačné směry zatížení, a hlavně různá působíště provozních sil po délce zádržné tyče, a to zejména v oblasti nejpravděpodobnějšího držení cestujících.

## **5.6 Zhodnocení návrhů horního upevnění**

Z porovnání výsledků statických analýz obou typů horního upevnění vyplývá, že upevnění svorkami s přírubami má mnohem lepší pevnostní vlastnosti a na rozdíl od upevnění půlkruhovými svorkami splňuje všechny požadavky na něj kladené (funkční i pevnostní). Navíc upevnění svorkami s přírubami je kratší a jednodušeji vyrobitelné, protože na horní konec zádržné tyče není potřeba nic navařovat a horní svorka může být součástí držáku nad stropem. Upevnění svorkami s přírubami má kvůli přírubám pro šrouby výrazně odlišné maximální rozměry v podélném a příčném směru, takže se výborně hodí do dlouhého ale úzkého prostoru mezi dvěma displeji.

Návrh šroubových spojů (tj. velikost šroubů a jejich předpětí) je jen orientační, protože z důvodu omezeného rozsahu diplomové práce nebyl podložen potřebným analytickým výpočtem.

## 6 Závěr

Primárním cílem práce byl návrh metodiky pro řešení upevnění zádržných tyčí. Postup návrhu upevnění od myšlenky až po výkres byl ukázán na konkrétním reálném případě zádržné tyče se dvěma dlouhými trubkami, které slouží k chycení cestujících.

Nejprve byly na základě požadavků z hlediska funkčnosti vymyšleny 2 možné typy dolního upevnění a 2 možné typy horního upevnění zádržné tyče.

Podle normy GM/RT2100 bylo navrženo relativně velké zatížení každé ze dvou trubek zádržné tyče provozní silou o velikosti 1,7 kN. Výpočtem podle údajů z dalších norem bylo odvozeno, že zatížení jednou silou o velikosti 1,7 kN si lze představit jako zatížení čtyřmi cestujícími o hmotnosti 100 kg, kteří táhnou za trubku zádržné tyče při nouzovém brždění regionální jednotky.

Na základě výsledků analytického řešení úlohy oboustranně vetknutého nosníku konstantního průřezu byla navržena metodika pro určení polohy působistě provozních sil, ve kterém budou provozní síly způsobovat maximální namáhání v navrhovaném upevnění. Díky tomu není potřeba při dimenzování upevnění zádržné tyče umisťovat působistě kolmých provozních sil do mnoha bodů po její délce a uvažovat tak spoustu zátěžných stavů. Pro prvotní návrhy upevnění postačí umístit působistě provozních sil do vzdálenosti jedné třetiny délky celého modelu od vetknutí v upevnění, které se dimenzuje. Až finální návrh by měl být zkontrolován časově náročnější analýzou s více zátěžnými stavy, kde budou různá působistě provozních sil po délce zádržné tyče, a to zejména v oblasti nejpravděpodobnějšího držení cestujících.

Na základě výsledků topologických optimalizací byly navrženy tvary 4 různých typů držáků nad stropem: odlitek, ocelový svařenec z trubek, ocelový svařenec z ohýbaných plechů a 3D výtisk z hliníkové slitiny. Po zhodnocení výsledků následných statických kontrol a nákladů na výrobu lze doporučit držák z trubek nebo držák z ohýbaných plechů. U obou typů svařenců je důležité, aby ramena držáku nebyla kolmá k podélné ose  $x$ , ale aby s ní svírala úhel přibližně  $79^\circ$ . Přitom nezáleží na tom, jestli ramena svírají úhel  $79^\circ$  s kladným nebo záporným směrem osy  $x$ .

Dále byly provedeny statické kontroly navržených dvou typů dolního a dvou typů horního upevnění zádržné tyče. Ukázalo se, že navržené zatížení provozními silami je skutečně velmi vysoké a navržená upevnění musela být zejména rozměrově optimalizována. Z funkčního i pevnostního hlediska dole vyhovuje optimalizované upevnění sevřením a nahoře vyhovuje optimalizované upevnění svorkami s přírubami. Dolní upevnění vzepřením ani horní upevnění půlkruhovými svorkami pevnostně nevyhovělo.

Finální vyhovující návrh upevnění zádržné tyče je zobrazen na přiloženém zástavbovém výkrese. Optimalizovaný držák z ohýbaných plechů má i s integrovanou horní svorkou hmotnost 2,5 kg. Původní držák má podle dostupných informací hmotnost přibližně 4 kg. Došlo

tedy ke snížení hmotnosti držáku nad stropem o 38 % původní hmotnosti. Vzhledem k omezenému rozsahu diplomové práce a časovým možnostem byly všechny šroubové spoje (tj. velikost šroubů a jejich předpětí) navrženy jen orientačně pomocí MKP výpočtu. Z toho důvodu za zástavbovém výkrese nejsou uvedeny utahovací momenty šroubových spojů.

Kvůli dostupné výpočetní technice a akademické licenci k používanému MKP software byl maximální možný počet konečnoprvkových uzlů/elementů v analýzách omezen hodnotou 256 000. Proto byly jednotlivé konstrukční uzly (tj. horní a dolní upevnění) řešeny pomocí samostatných analýz. Tento přístup se jeví jako správný, protože takto byl výpočetní čas statických kontrol relativně krátký, což je žádoucí při opakovaných analýzách během procesu optimalizace. Nicméně autor práce by doporučil celé finální řešení zkontrolovat v jedné komplexní analýze, kde budou najednou řešeny zádržná tyč s horním i dolním upevněním a držák nad stropem i se šroubovým upevněním k C-drážkám.

Během řešení diplomové práce byly použity následující programy. Pro analytický výpočet oboustranně vetknutého nosníku byl použit software RuckZuck 4.0. Pro veškeré MKP výpočty byl použit software ANSYS Workbench 2019 R3. Výkres byl vytvořen v software Creo 3.0.

## **7 Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval zejména vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Porubovi, Ph.D. a zaměstnanci společnosti Siemens Mobility, s.r.o. Ing. Adamu Bayerovi za jejich cenné rady, předané zkušenosti a věnovaný čas při konzultacích. Dále děkuji všem ostatním, kteří mi jakýmkoliv způsobem pomohli při tvorbě diplomové práce.

Autor práce

## 8 Citace

- [1] *Dokumenty Siemens Mobility, s.r.o.*
- [2] DOSTÁL, Josef a Petr HELLER. *Kolejová vozidla I.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-520-5.
- [3] GM/RT2100. *Requirements for Rail Vehicle Structures.* Issue 5. London: Rail Safety and Standards Board, 2012.
- [4] UIC 566. *Loadings of Coach Bodies and Their Components.* 3rd edition. International Union of Railways, 1990.
- [5] ČSN EN 12663-1+A1. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy).* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [6] ANSYS® *Academic Research Mechanical, Release 2019R3, Help System, User's guides.* [online]. ANSYS, Inc [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [7] CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench.* Boca Raton: CRC Press, c2015. ISBN 978-1-4398-7384-7.
- [8] *The World Material* [online]. c2020 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.theworldmaterial.com/material-s355-steel-en-10025/>
- [9] *Nosta Connect* [online]. 2012 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: [https://www.nosta.com/fileadmin/user\\_upload/Produkte/Connect/Maschinenbau/Profilweite\\_19/Montagetechnik-Profilweite19-Nutenstein-fuer-Nutenschraube-M8-M12.pdf](https://www.nosta.com/fileadmin/user_upload/Produkte/Connect/Maschinenbau/Profilweite_19/Montagetechnik-Profilweite19-Nutenstein-fuer-Nutenschraube-M8-M12.pdf)
- [10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 5. uprav. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [11] *Renishaw* [online]. c2001-2020 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.renishaw.com/en/data-sheets-additive-manufacturing--17862>
- [12] *Hydro* [online]. Finspång: Hydro Innovation & Technology, 2019 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.hydro.com/Document/Index?name=Hydro%20EN%20AW%206005A.pdf&id=7821>
- [13] *TeachEngineering* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: [https://www.teachengineering.org/content/nyu\\_/activities/nyu\\_heavy/nyu\\_heavy\\_activity1\\_cofstable.pdf](https://www.teachengineering.org/content/nyu_/activities/nyu_heavy/nyu_heavy_activity1_cofstable.pdf)



## **9 Seznam příloh**

Příloha A – Zástavbový výkres PAL0159-DP-1

Příloha B – Seznam položek PAL0159-DP-2